



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY S ROZBOREM  
MOŽNOSTÍ TOLEROVÁNÍ**

GEAR DESIGN WITH TOLERANCE ANALYSIS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Petr Křivohlavý

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

**BRNO 2019**



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Petr Křivohlavý</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Konstrukční návrh převodovky s rozbořem možností tolerování

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při sériové výrobě je kladen zřetel na vysokou efektivitu a přijatelně levnou výrobu součástí a sestav. To vyžaduje přesně specifikovat součásti tak, aby bylo zřejmé, jaké rozměrové a geometrické nedokonalosti jsou ještě přijatelné. Správně zvolená metoda a vyvážení tolerancí dokáže zajistit cenově přijatelnou a zároveň efektivní výrobu. Zobecněný popis možností tolerování podpoří pochopení problematiky délkových a geometrických tolerancí ve výuce konstrukčních předmětů.

Typ práce: vývojová – konstrukční

**Cíle bakalářské práce:**

Hlavním cílem je rozbor geometrických a délkových tolerování úložných dosedacích ploch pro vybrané díly na převodovce. Součástí práce bude zobecněný postup vysvětlující použití geometrických tolerancí, délkových tolerancí a drsností povrchu.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- popsat tolerování GPS a vztahy mezi tolerancemi,
  - popsat délkové a geometrické tolerance pro zvolený typ převodovky,
  - sepsat požadavky na tolerování normalizovaných a nakupovaných komponent,
  - zpracovat zobecněný postup tolerování převodovky,
- aplikace získaných poznatků ve formě výkresové dokumentace na zvolený typ převodovky.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2019.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf)

**Seznam doporučené literatury:**

ČSN EN ISO 1101 (01 4120): Geometrické specifikace výrobků (GPS) - Geometrické tolerování – Tolerance tvaru, orientace, umístění a házení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed.

Konstruování strojních součástí. Brno: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje tolerování strojních součástí. V práci jsou vysvětleny rozměrové a geometrické tolerance, textura povrchu a jejich vzájemná závislost. Na základě těchto poznatků je vytvořena jednoduchá metoda, která by se měla využívat při tolerování strojních součástí. Tato metoda je dále aplikována na konkrétní strojní převodovku vybranou ze tří možných variant, kdy se zaměřuje především na tolerování hřídelů a ozubených kol. Práce by měla čtenáři dát představu jak tolerovat vybrané strojní součásti.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Tolerance, strojní převodovka, hřídel, ozubené kolo

## ABSTRACT

The thesis is concerned with tolerances of machine elements. The thesis explains dimensional and geometrical tolerance, surface texture and their interdependence. On the basis of the stated facts a simple technique is established to be followed when setting tolerance of machine elements. The procedure is further applied on the transmission that was selected from the three models on hand. The technique is focused mostly on shaft and gear tolerance. The thesis should provide the reader with understanding of how to tolerate selected machine elements.

## KEYWORDS

Tolerance, transmission, shaft, gear



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘIVOHLAVÝ, Petr. *Konstrukční návrh převodovky s rozbořem možnosti tolerování*. Brno, 2019, 99 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.





## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce doc. Ing. Petru Svobodovi Ph.D. za jeho ochotu, odborné rady a čas věnovaný při konzultacích.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Petra Svobody Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>14</b>
2.1	Rozměrové tolerance	14
2.1.1	System tolerování ISO	14
2.1.2	Uložení	15
2.2	Rozměrové obvody	16
2.2.1	Metoda výpočtu maximum – minimum	16
2.2.2	Metoda kompenzační	17
2.2.3	Příklad rozměrového obvodu	17
2.3	Geometrické tolerance	19
2.3.1	Základny	20
2.3.2	Teoreticky přesný rozměr	21
2.3.3	Tolerance tvaru	22
2.3.4	Tolerance orientace	23
2.3.5	Tolerance umístění	25
2.3.6	Tolerance házení	26
2.4	Závislé tolerance	27
2.4.1	Požadavek obalové plochy	28
2.4.2	Požadavek maxima materiálu	28
2.4.3	Požadavek minima materiálu	29
2.4.4	Požadavek reciprocity	30
2.5	Všeobecné tolerance	30
2.6	Textura povrchu	32
2.6.1	Parametr drsnosti Ra	32
2.6.2	Označování drsnosti povrchu na výkresech	33
2.6.3	Pravidlo šestnácti procent	33
2.7	Vzájemná závislost rozměrových a geometrický tolerancí	34
2.8	Tolerování čelních ozubených kol	36
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>37</b>
3.1	Analýza problému	37
3.2	Cíl práce	37
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>38</b>

4.1.1	Výběr předlohy převodovky	39
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>42</b>
5.1	Ozubené kolo prvního převodového stupně	43
5.1.1	Náboj s drážkou pro pero	44
5.1.2	Čela ozubeného kola	45
5.1.3	Ozubení	45
5.2	Ozubené kolo druhého převodového stupně	46
5.3	Výstupní hřídel	46
5.3.1	Dosedací plochy pro ložiska a dosedací plocha pod kolem	47
5.3.2	Výstupní konec hřídele	48
5.3.3	Plocha pro hřídelový těsnicí kroužek	49
5.3.4	Drážka pro pojistný kroužek	50
5.4	Předlohový hřídel	50
5.4.1	Dosedací plochy pro ložiska	51
5.4.2	Dosedací plocha pro ozubené kolo	52
5.4.3	Ozubení pastorku	52
5.5	Uložení ložisek v tělese	53
5.6	Uložení hřídelového těsnicího kroužku v tělese	54
5.7	Rozměrové obvody	55
5.7.1	Rozměrový obvod výstupního hřídele.	55
5.7.2	Rozměrový obvod uložení ložiska	57
5.7.3	Rozměrový obvod uložení ložisek předlohového hřídele	58
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>61</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>62</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>63</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>65</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>66</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>68</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>69</b>

# 1 ÚVOD

Důležitou částí nejen strojí výroby, ale i konstruování je tolerování. Tolerování určuje přípustnou mez nepřesnosti součástí. Tato přípustná nepřesnost se týká jak rozměru, tak geometrie součástí. Důležitou složkou je i textura povrchu. Vhodnou kombinací tolerancí a textury povrchu lze dosáhnout co nejlepší vlastnosti součástí. Tolerování bylo vytvořeno především z důvodu zaměnitelnosti součástí, například při opravách. Výhody tolerování se projeví především při konstruování větších konstrukčních celků, kdy může být velká část komponent nakupovaná od různých výrobců. Bez tolerování by jednotlivé rozměry nenavazovaly a nepasovaly, montáž by pak byla složitá a zdlouhavá. Jednotné tolerování také usnadňuje kooperaci mezi firmami, a to i na mezinárodní úrovni.

Jednotné tolerování je možné díky normám. Norem je však velká spousta a pro vhodné tolerování je důležité se v normách vyznat a chápat vztahy mezi jednotlivými předpisy. Spousta strojních prvků má jasně definované tolerování, ale je zde také mnoho strojních prvků, které jednotné tolerování nemají. V takovýchto případech konstruktér nejčastěji spoléhá na svou zkušenost a instinkt. Díky tomu se mohou jednotlivé postupy tolerování u různých firem lišit.

Při výuce technických oborů je dnes kladen velký důraz na pevnostní výpočty nebo technické kreslení. Tolerování je vysvětlováno, ale není probíráno dostatečně do hloubky, aby mu studenti plně porozuměli.

Každý student bakalářského programu na fakultě strojího inženýrství musí v rámci studia zkonstruovat převodovku dle zadání. Součástí konstrukce by měly být i vhodně zvolené tolerance. Tato práce by měla ukázat postup a možné řešení, jak při takovémto tolerování postupovat.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

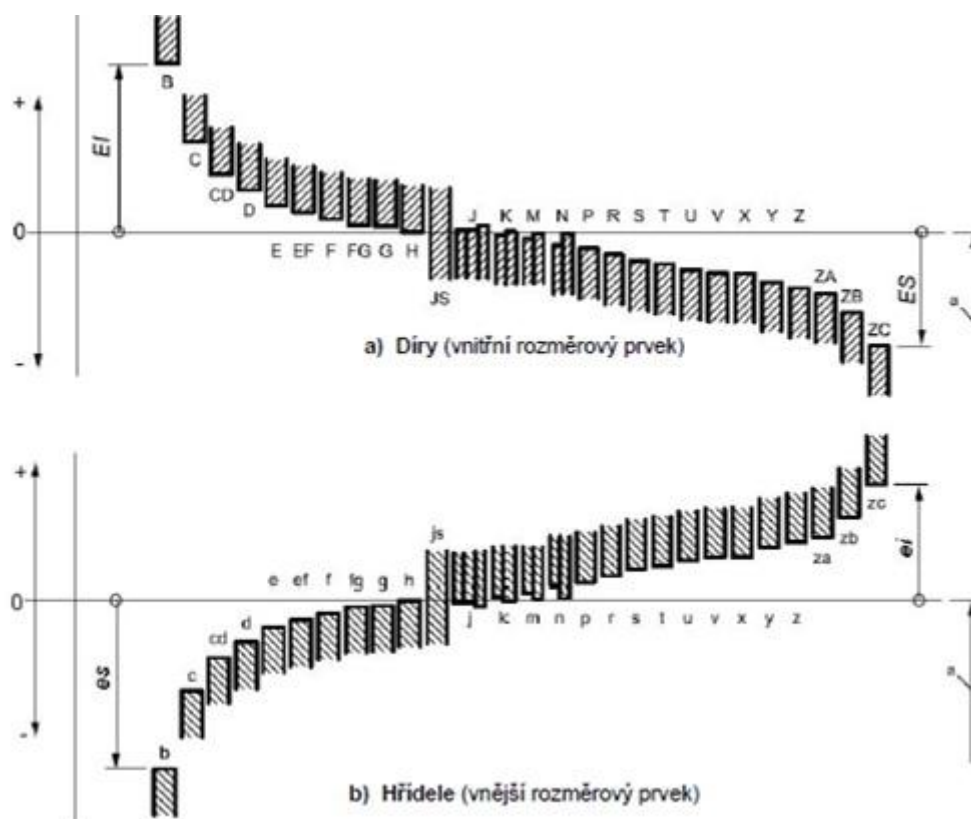
### 2.1 Rozměrové tolerance

Z důvodů vznikajících nepřesností při strojírenské výrobě je potřeba, aby se nepřesnost pohybovala v určitých mezích. Tyto meze stanovíme tolerováním daného prvku. Tolerování se používá většinou pouze na funkční plochy, a to především z důvodu zvýšených nároků na výrobu, tedy i zvýšení její ceny. Díky tolerování zajistíme zaměnitelnost a vyměnitelnost dílů. Pokud není rozměr konkrétně tolerován, platí pro něj všeobecné tolerance podle ISO 2768-1.

Rozměr předepsaný na výkrese nazýváme jmenovitý rozměr. K tomuto rozměru jsou tolerováním přiřazeny horní a dolní mezní rozměr. Pokud je součást vyrobena správně, musí skutečný, tedy na součásti naměřený, rozměr ležet mezi těmito mezními rozměry. Na výkres lze toleranci zapsat několika způsoby. Buďto pomocí mezních úchylek, které při sečtení se jmenovitým rozměrem vytváří horní a dolní mezní rozměr, nebo pomocí mezních rozměrů, kdy zapisujeme na výkres přímo tyto rozměry. Další možností je použití toleranční značky ISO.

#### 2.1.1 Systém tolerování ISO

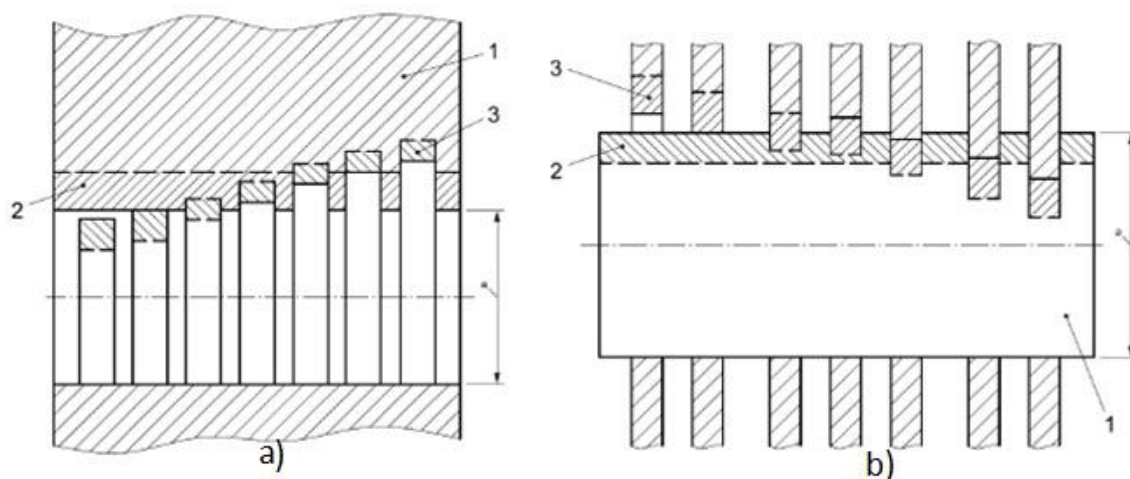
Tento systém tolerování platí pro hladké válcové součásti a pro součásti s rovnoběžnými plochami, dále také pro jejich uložení. Tolerance v tomto systému se také nazývají normalizované tolerance. Pro různé potřeby bylo vytvořeno dvacet tolerančních stupňů s označením IT01, IT0, IT1, IT2 až IT18, kdy toleranční stupně do IT4 se používají při výrobě měřidel a kalibrů. Pro běžnou výrobu a uložení se používají stupně IT5 až IT11 [3]. Vyšší stupně se používají pro výrobu polotovarů. Tolerovaný rozměr je v tomto systému vymezen pomocí jmenovitého rozměru a toleranční třídy. Toleranční třída je složena z tolerančního pole a tolerančního stupně, kdy toleranční pole je definováno základní úchylkou. Ta určuje polohu tolerančního pole vzhledem k nulové čáře. Výška tolerančního pole, tedy velikost tolerance, je určena jmenovitým rozměrem a tolerančním stupněm. Pro označení tolerančního pole používáme velká písmena abecedy pro vnitřní rozměry a malá písmena pro vnější rozměry. Jednotlivá toleranční pole jsou zobrazena na obrázku 2-1.



obr. 2-1 Poloha tolerančních polí hřídelů a děr [8]

## 2.1.2 Uložení

Jedná se o vzájemný vztah dvou součástí. Uložení tolerované pomocí systému ISO lze zapsat pomocí jmenovitého rozměru následovaného toleranční třídou díry a toleranční třídou hřídele. Vzhledem k velkému množství kombinací všech tolerančních polí se v praxi zavedly dvě základní soustavy. Toleranční soustava základní díry a toleranční soustava základního hřídele. V toleranční soustavě jednotné díry má díra vždy toleranční pole H, to proto, že jeho základní úchylka leží na nulové čáře. K takovéto díře je poté přiřazeno toleranční pole hřídele dle potřeby daného uložení. V případě soustavy jednotného pole hřídele je toleranční pole hřídele vždy h. Následně se opět přiřadí toleranční pole díry dle potřeby uložení. Tyto toleranční soustavy se využívají proto, že základní úchylka tolerančního pole h/H je nulová, tedy leží na nulové čáře. Obě soustavy jsou zaměnitelné a z hlediska funkce rovnocenné. Příklad soustavy základního hřídele a základní díry je na obrázku 2-2. V praxi se z ekonomických důvodů častěji používá soustava jednotné díry, především kvůli potřebě menšího množství drahých nástrojů. Vhodným zvolením tolerančních polí lze získat tři typy uložení - uložení s vůlí, s přesahem nebo přechodné. Zvolit vhodné uložení není snadné, je potřeba zvolit vhodně velkou vůli nebo přesah s ohledem na funkci, spolehlivost a přesnost.



obr. 2-2 Toleranční soustava základní díry (a) a základního hřídele (b) [8]

## 2.2 Rozměrové obvody

Rozměrové obvody slouží pro správné tolerování jednotlivých členů obvodu tak, aby byla zajištěna jejich správná funkčnost. Obvod lze sestavit buď na jedné součásti, nebo v montážní jednotce. Rozměrový obvod je uzavřené seskupení několika na sebe navazujících rozměrů, kdy v každém obvodu musí být minimálně dva dílčí členy a jeden uzavírací člen.

Uzavírací člen je buď výrobně výsledný rozměr, nebo montážně výsledný rozměr, který vyjde skládáním rozměrů jednotlivých součástí jako vůle. V rozměrovém obvodu jej označujeme indexem 0 (např.  $A_0$ ,  $B_0$ ), graficky jej značíme zdvojenou čarou s šipkami na obou koncích. Uzavírací člen je vždy pouze jeden a je závislý na nezávislých dílčích členech. Tolerance uzavíracího členu je závislá na tolerancích dílčích členů. [3]

Dílčí členy přinášejí do obvodu také své tolerance, které mají předepsané na výkrese nebo jsou stanoveny všeobecnými tolerancemi. Tyto členy označujeme písmenem a indexem od jedničky (např.  $A_1$ ,  $A_2$  atd.), v rozměrovém obvodu se značí jednoduchou šipkou, která má směr podle typu dílčího členu. Dílčí členy se dělí na zvětšující, zmenšující nebo kompenzační. Zvětšující člen se označuje šipkou doprava. Pokud zvětšující člen zvětšujeme, zvětšuje se i uzavírací člen a naopak, tedy pokud se zvětšovací člen zmenšuje, zmenšuje se i uzavírací člen. Zmenšující člen se označuje šipkou doleva. Pokud zmenšující člen zvětšujeme, uzavírací člen se zmenšuje a naopak. Pomocí kompenzačního členu lze dosáhnout požadované přesnosti uzavíracího členu.

Pro řešení rozměrových obvodů lze využít různé typy metod. Může se jednat o metodu maximum – minimum (metoda úplné zaměnitelnosti) nebo kompenzační metodu. Dalšími možnostmi je využít metodu statistickou nebo metodu skupinové zaměnitelnosti.



### 2.2.1 Metoda výpočtu maximum – minimum

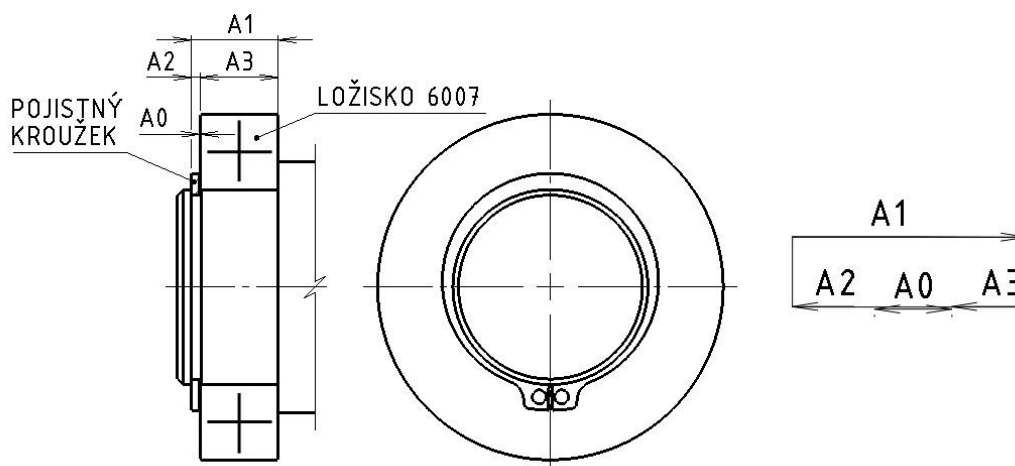
Pomocí této metody lze zajistit úplnou montážní zaměnitelnost. Problémem této metody je, že se zvyšující se přesností uzavíracího členu rostou nároky na přesnost dílčích členů. Díky této nevýhodě je metoda vhodná pro obvody s nízkým počtem členů nebo velkou tolerancí uzavíracího členu. Horní mezní rozměr uzavíracího členu pomocí této metody vznikne součtem horních mezních rozměrů zvětšujících dílčích členů, od něhož odečteme součet dolních mezních rozměrů zmenšujících dílčích členů. Dolní mezní rozměr uzavíracího členu vznikne součtem dolních mezních rozměrů zvětšujících dílčích členů, od něhož odečteme součet horních mezních rozměrů zmenšujících dílčích členů. Tolerance uzavíracího členu se rovná součtu tolerancí všech dílčích členů. [3] Pro každý rozměrový obvod musí platit podmínka realizovatelnosti, která říká, že tolerance každého členu musí být kladná. Pokud podmínka realizovatelnosti neplatí, je nutno změnit konstrukci, pozměnit tolerance ostatních členů nebo přidat kompenzační člen.

### 2.2.2 Metoda kompenzační

Při využití této metody je využit kompenzační člen. Kompenzační metoda vychází z faktu, že se kompenzační prvek (distanční trubka, nákrůžek víka) upraví až při montáži. Tento způsob se nejčastěji využívá v kusové či malosériové výrobě. Další možností je mít předpřipravenou sadu kompenzačních členů různého rozměru, kdy vybereme rozměr členu dle aktuální potřeby. Lze také využít seřizovacího členu, jeho rozměr lze měnit. Výhodou seřizovacího členu je možnost úpravy po záběhu stroje nebo po výměně některé ze součástí. Jako seřizovací člen může být použit například šroub nebo matice.

### 2.2.3 Příklad rozměrového obvodu

Příklad vhodně určené tolerance lze ukázat například na zajištění kuličkového ložiska (obr. 2-3). V tomto příkladě bude použito ložisko 6007, jehož šířku označíme jako A3. Šířku pojistného kroužku označíme jako A2, vzdálenost opěrných ploch jako A1 a zvolenou vůli jako A0. Ložisko a pojistný kroužek tvoří v obvodu zmenšující dílčí členy, vzdálenost opěrných ploch je dílčí člen zvětšující a vůle člen uzavírající. Cílem výpočtu je určit vzdálenost opěrných ploch a její toleranci pro zajištění požadované vůle. Vůli volíme v rozmezí 0,05 až 0,35 mm. Mezní rozměry a tolerance jednotlivých členů zjistíme z katalogu výrobce, případně strojnických tabulek. Tyto rozměry jsou popsány v tabulce 2-1.



obr. 2-3 Příklad použití rozměrového obvodu

tab. 2-1 Mezní rozměry a tolerancí jednotlivých členů (mm)

Člen	Jmenovitý rozměr $A_i$	Dolní mezní rozměr $A_{imin}$	Horní mezní rozměr $A_{imax}$	Tolerance $T_i$
Vůle $A_0$	0,05	0,05	0,35	0,30
Pojistný kroužek $A_2$	1,50	1,44	1,50	0,06
Ložisko $A_3$	14,00	13,88	14,00	0,12

Rozměrový obvod budeme řešit pomocí metody maximum – minimum. Je tedy nutné první sestavit podmínku realizovatelnosti.

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 \rightarrow T_1 = T_0 - T_2 - T_3 = 0,3 - 0,06 - 0,12 = 0,12 \text{ mm}$$

Tolerance je kladná, čili podmínka realizovatelnosti je splněna. Dalším krokem bude stanovit jmenovitý a horní a dolní mezní rozměr. Díky daným tolerancím je rovnice pro jmenovitý rozměr a dolní mezní rozměr totožná, uvedeme tedy pouze rovnici pro dolní mezní rozměr.

$$A_{0min} = A_{1min} - A_{2max} - A_{3max}$$

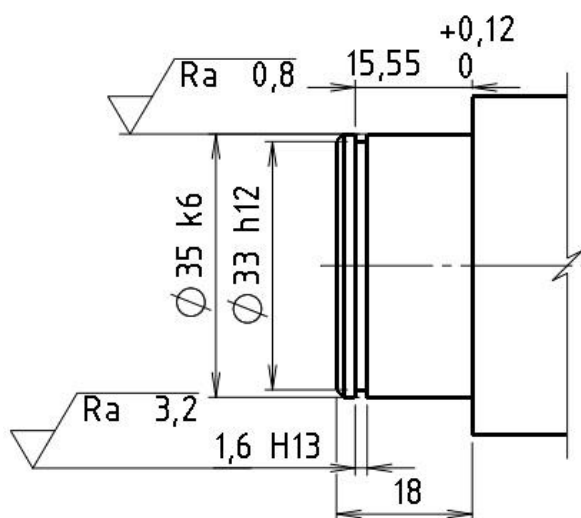
$$A_{1min} = A_{0min} + A_{2max} + A_{3max} = 0,05 + 1,50 + 14,00 = 15,55 \text{ mm}$$

Poté vypočítáme horní mezní rozměr.

$$A_{0max} = A_{1max} - A_{2min} - A_{3min}$$

$$A_{1max} = A_{0max} + A_{2min} + A_{3min} = 0,35 + 1,44 + 13,88 = 15,67 \text{ mm}$$

Z výpočtu je tedy patrné, že vzdálenost opěrných ploch bude 15,55 mm, kdy dolní úchylka bude nulová a horní úchylka bude mít hodnotu 0,12 mm. Příklad zápisu na výkrese na obrázku 2-4.



obr. 2-4 Tolerovaná drážka pro pojistný kroužek

## 2.3 Geometrické tolerance

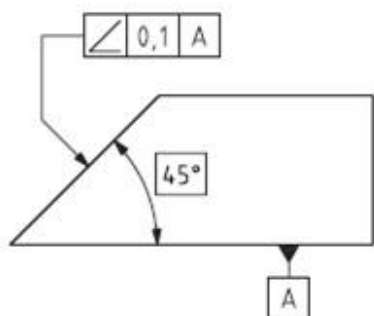
Jedná se o soubor tolerancí definujících přípustné odchylky skutečných tvarů a poloh od teoreticky přesných. Tyto tolerance vznikly za účelem přesnější strojírenské výroby, snadnější montáže a zvýšení funkčnosti součástí. Jsou popsány v normě ČSN EN ISO 1101 (01 4120). Geometrická tolerance je definována tak, že tolerovaný prvek musí ležet v tolerančním poli nebo tolerančním prostoru. Toleranční pole je rozděleno symetricky kolem tolerovaného prvku, v případě potřeby však lze využít odsazení. Pro rotační objekty (kužely, koule) by měla být dána orientace tolerance. Geometrické tolerance se dělí na tolerance tvaru, orientace, polohy a házení. V případě nedodržení daných tolerancí by mohly vzniknout komplikace v podobě zvýšení opotřebení nebo hlučnosti stroje. Pokud není geometrická tolerance předepsána, je prvek tolerován podle všeobecných tolerancí ISO 2768-2.

<b>Tvaru</b>	Přímosti	—
	Rovinnosti	
	Kruhovitosti	
	Válcovitosti	
	Tvaru profilu	
	Tvaru plochy	
<b>Směru</b>	Rovnoběžnosti	//
	Kolmosti	
	Sklonu	
<b>Polohy</b>	Umístění	
	Soustřednosti a souososti	
	Souměrnosti	
<b>Házení</b>	Kruhového	
	Celkového	

obr. 2-5 Tabulka geometrických tolerancí [5]

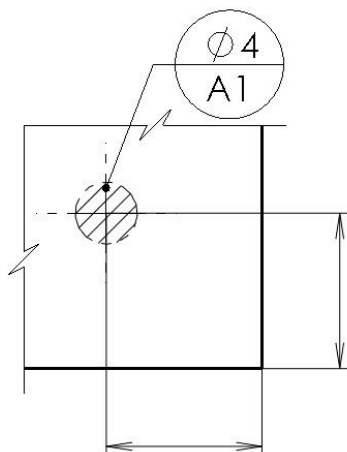
### 2.3.1 Základny

Za základnu považujeme teoreticky přesný prvek (např. osa, rovina, přímka) k němuž vztahujeme geometrickou toleranci. Základna je tvořena jedním nebo více základními prvky, tedy skutečnými prvky součásti. [5] Tyto prvky ovšem už podléhají výrobním nepřesnostem, proto lze využít přiřazených prvků. Jedná se o povrchy co nejpřesnějších tvarů, jako například ložiska nebo průměrné desky. [3] Označení základen se provádí pomocí prázdného nebo vyplněného rovnostranného trojúhelníku. Pro rozlišení jednotlivých základen používáme písmena velké abecedy ve čtverci spojeném s tímto trojúhelníkem. Základnu lze umístit na obrysovou čáru, je-li základnou plocha nebo hrana, nebo v případě, že je základnou osa nebo rovina souměrnosti na kótovací čáru. Ukázka použití základny na obr. 2-6.



obr. 2-6 Ukázka použití základny [1]

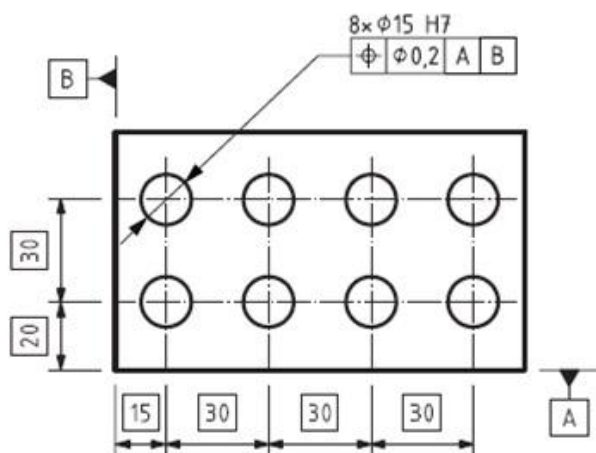
V případě, že je základnou plocha, může se díky nepřesnostem výroby její tvar výrazně lišit od ideálního. V případě použití celé plochy jako základny by tedy mohly být výsledky měření nestejné. V takovémto případě je vhodné využít cílené základny. Cílená základna může být tvořena bodem, úsečkou, případně malou kruhovou nebo obdélníkovou plochou. Pro označení cílené základny se používá kruhová značka v půli rozdělená. Do horní poloviny se zapisuje rozměr základny, do dolní kombinace písmene a čísla, tak jako na obr. 2-7.



obr. 2-7 Příklad cílené základny

### 2.3.2 Teoreticky přesný rozměr

Při použití některých typů geometrických tolerancí, jako například tolerance polohy, sklonu nebo tvaru profilu či plochy, je potřeba použít tzv. teoreticky přesné rozměry. Kolem této teoreticky přesné polohy je symetricky umístěno toleranční pole. Pokud jsou prvky uspořádány v řetězci, nedochází ke sčítání tolerance. Teoreticky přesný rozměr může být buď délkový, nebo úhlový, na výkrese se zapisuje do pravoúhlého rámečku jako na obr. 2-8.

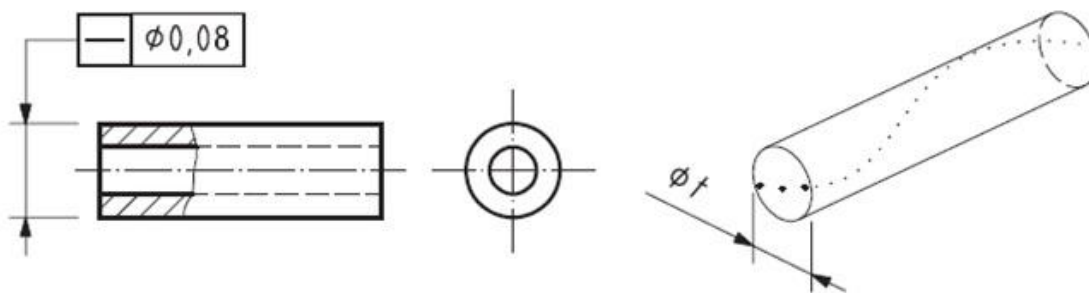


obr. 2-8 Příklad použití teoreticky přesného rozměru [1]

### 2.3.3 Tolerance tvaru

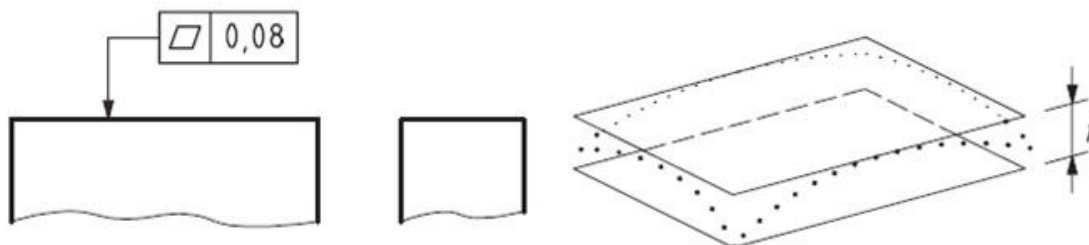
Tolerance tvaru jsou geometrické tolerance vztahující se k jednomu prvku. Patří sem přímost, rovinnost, kruhovitost, válcovitost a tolerance tvaru profilu a tvaru plochy.

Tolerance přímosti se určuje pro rovné linie nebo skupinu takovýchto linií. Toleranční pole má tvar obdélníku. Toleranci přímosti lze použít také například pro osy válců. V takovémto případě je potřeba před hodnotu tolerance připsat symbol  $\varnothing$ , díky čemuž dostane toleranční prostor tvar válce jako na obr. 2-9. [1]



obr. 2-9 Tolerance přímosti a její toleranční pole [1]

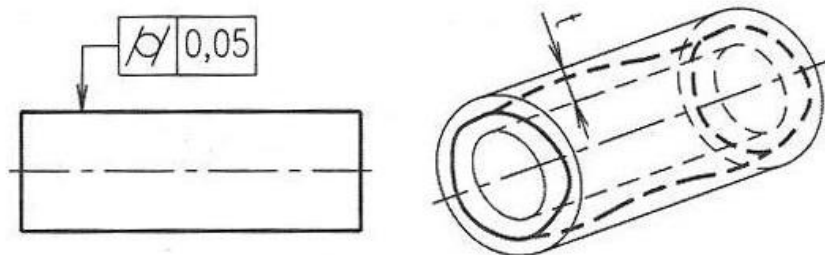
Tolerance rovinnosti se určuje pro rovné plochy. Toleranční prostor je tvořen dvěma rovnoběžnými plochami o vzdálenosti  $t$  (hodnota tolerance rovinnosti). [1] Příklad použití na obrázku 2-10.



obr. 2-10 Tolerance rovinnosti a její toleranční pole [1]

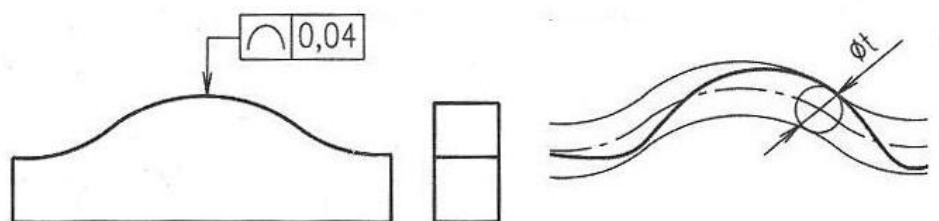
Tolerovaným prvkem tolerance kruhovitosti je kružnice nebo série kružnic. Toleranční pole je tvořeno dvěma soustřednými kružnicemi, jejichž rozdíl poloměrů se rovná hodnotě tolerance rovinnosti. V případě tolerance kuželové plochy, pokud není předepsáno jinak, je tolerance vždy kolmá k ose kuželu. V případě tolerování kulovitého prvku leží tolerance na ploše procházející středem tolerované koule.

Válcové prvky lze tolerovat pomocí tolerance válcovitosti. Toleranční prostor je tvořen dvěma souosými válci, jejichž rozdíl poloměrů se rovná hodnotě tolerance válcovitosti. Ukázka tolerančního pole na obr. 2-11.



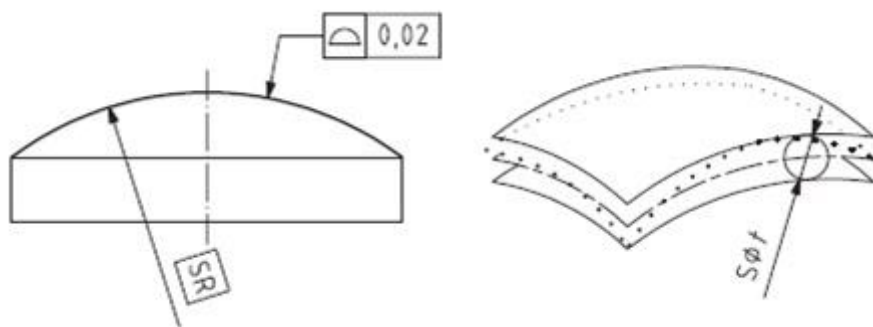
obr. 2-11 Tolerance válcovitosti a její toleranční pole [5]

Tolerance tvaru profilu definuje, že skutečný profil musí ležet mezi dvěma ekvidistantními čarami. Vzdálenost těchto čar je rovna hodnotě tolerance tvaru profilu. [5] Příklad uveden na obr. 2-12.



obr. 2-12 Tolerance tvaru profilu a její toleranční pole [5]

Skutečná plocha tolerovaná pomocí tolerance tvaru plochy musí ležet mezi dvěma ekvidistantními plochami. Tyto plochy obalují koule o průměru rovném toleranci tvaru plochy. [5]

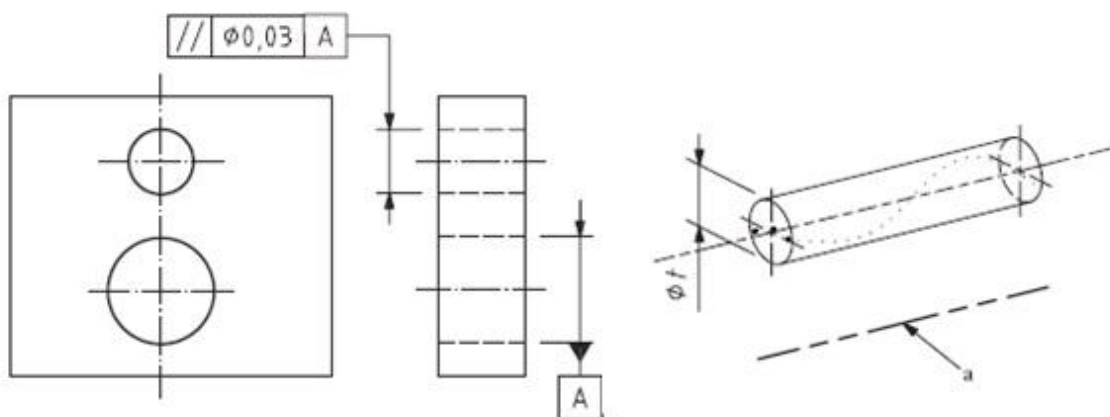


obr. 2-13 Tolerance tvaru plochy a její toleranční pole [1]

#### 2.3.4 Tolerance orientace

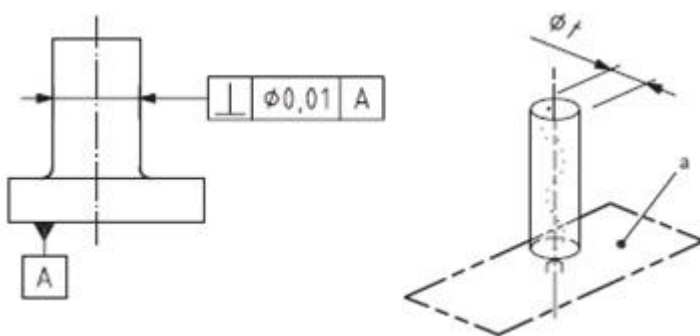
Tolerance orientace předepisuje velikost tolerančního pole a jeho orientaci vůči základně. Z tohoto vyplývá, že tolerance orientace vyžadují základnu. Mezi tolerance orientace patří tolerance rovnoběžnosti, kolmosti a sklonu.

Toleranci rovnoběžnosti lze použít na přímku, osu nebo rovnou plochu. Je-li základnou rovina, pak tolerovaný prvek, osa nebo plocha musí ležet mezi dvěma rovinami rovnoběžnými se základnou a vzdálenými od sebe o vzdálenost rovnou velikosti tolerance rovnoběžnosti. V případě, že tolerovaným prvkem i základnou je osa, použije se před hodnotu tolerance symbol  $\emptyset$ . Poté má toleranční pole tvar válce, jehož průměr je roven velikosti tolerance rovnoběžnosti a jehož osa je rovnoběžná se základnou, tak jako na obr. 2-14.



**obr. 2-14** Tolerance rovnoběžnosti a její toleranční pole [1]

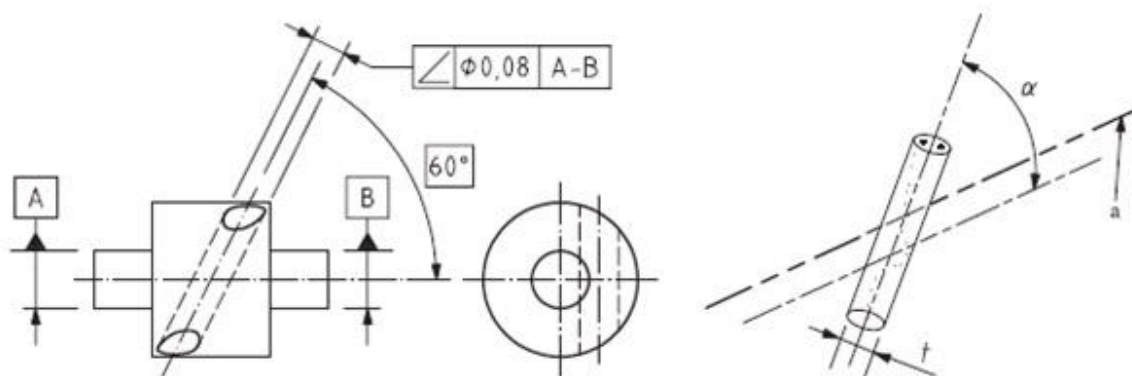
Toleranci kolmosti lze podobně jako toleranci rovnoběžnosti použít na přímku, osu nebo plochu. Při toleranci osy nebo plochy, kdy základnou je jiná osa nebo plocha, je toleranční prostor tvořen dvěma rovnoběžnými rovinami kolnými na základnu, jejichž vzdálenost se rovná hodnotě tolerance kolmosti. V případě tolerance osy, kdy základnou je plocha, lze za použití symbolu  $\emptyset$  před hodnotu tolerance dosáhnout válcového tolerančního pole tak, jako na obr. 2-15. Tento válec bude mít průměr roven hodnotě tolerance kolmosti a jeho osa bude kolmá k základně.



**obr. 2-15** Tolerance kolmosti a její toleranční pole [1]



Tolerance sklonu se vztahuje k ploše, přímce nebo ose. Tato tolerance by měla být vždy doprovázena teoreticky přesným rozměrem. Toleranční prostor je tvořen dvěma rovnoběžnými rovinami ležícími pod daným úhlem k základně. Vzdálenost těchto rovin je rovna hodnotě tolerance sklonu. Podobně jako u kolmosti lze při toleranci osy, kdy základnou je plocha, použít symbol  $\varnothing$  pro dosažení válcovitého tolerančního pole s osou ležící pod daným úhlem. Příklad použití na obr. 2-16.

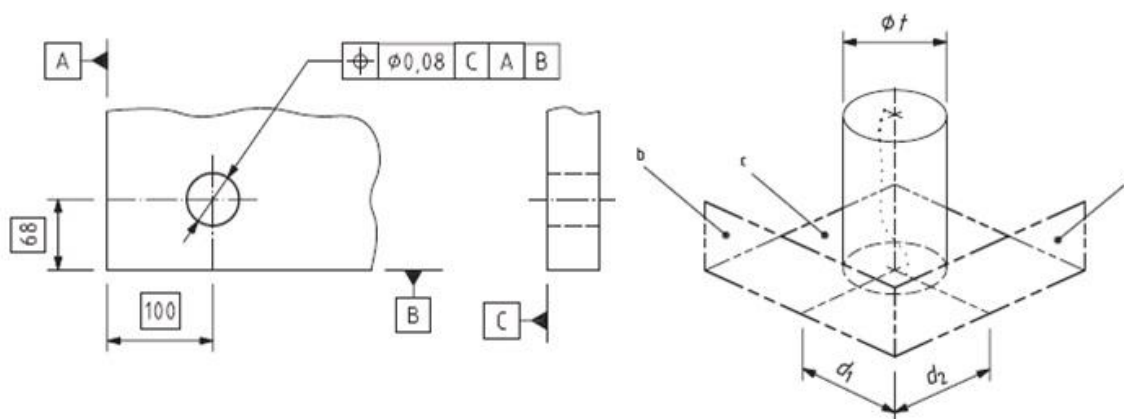


obr. 2-16 Tolerance sklonu a její toleranční pole [1]

### 2.3.5 Tolerance umístění

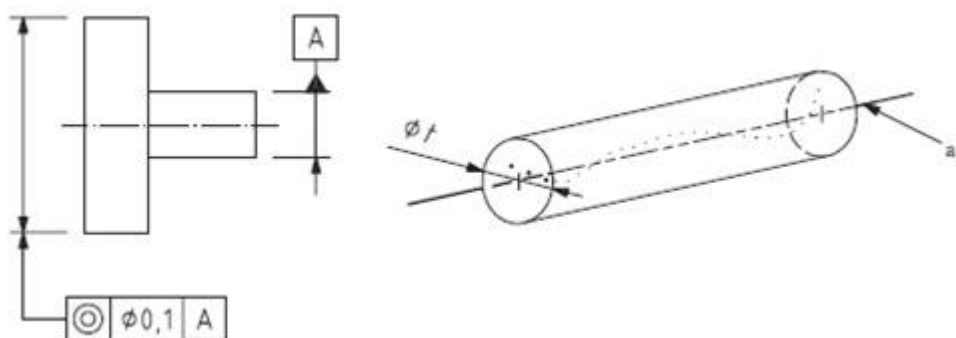
Tolerance umístění předepisuje jak velikost tolerance, tak obecně umístění prvku vzhledem k základně, z čehož vyplývá, že tolerance umístění se vztahuje k základně. Mezi tolerance umístění patří tolerance polohy, soustřednosti a souměrnosti.

Tolerance umístění se vždy vztahuje k teoreticky přesnému rozměru a nejčastěji se týká os otvorů. Toleranční prostor osy otvoru je tvořen buď dvojicí rovnoběžných rovin, nebo častěji při použití symbolu  $\varnothing$  má válcový tvar, jako na obr. 2-17.



obr. 2-17 Tolerance umístění a její toleranční pole [1]

V případě tolerance souososti, nebo také soustřednosti, je toleranční pole tvořeno válcovým prostorem, jehož osa je totožná s osou základny. Tato tolerance se nejčastěji používá pro průchozí díry nebo hřídelové čepy. Příklad použit na obr. 2-18.

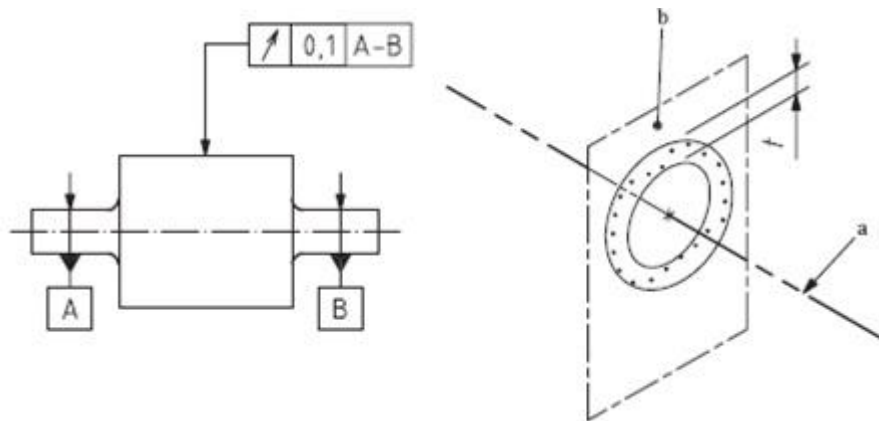


obr. 2-18 Tolerance soustřednosti a její toleranční pole [1]

### 2.3.6 Tolerance házení

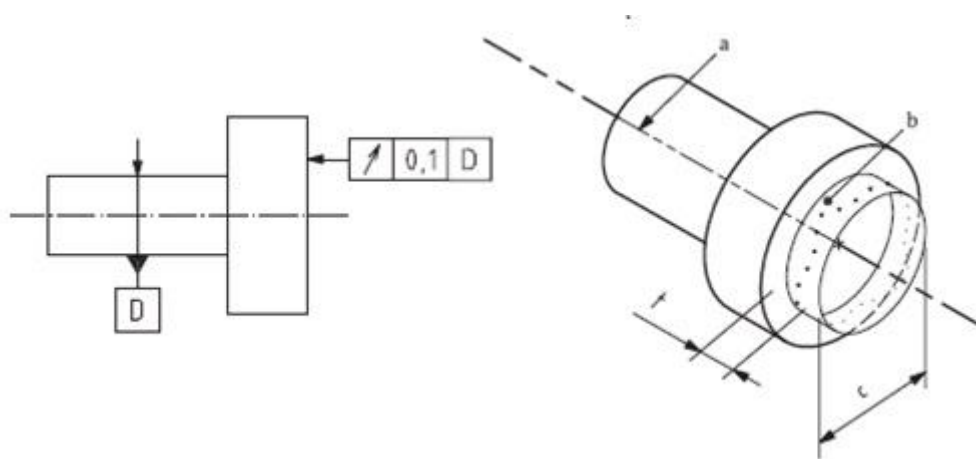
Tyto tolerance se nazývají také souhrnné tolerance tvarů a polohy, protože zahrnují jak umístění bodů tolerované plochy, tak její tvar. Dělí se na házení kruhové a celkové. Obě tyto házení dále můžeme dělit na obvodové a čelní. [3]

V případě obvodového kruhového házení je toleranční pole tvořeno dvěma soustřednými kružnicemi ležícími v rovině kolmé na osu základny a se středy ležícími na ose základny. Rozdíl poloměrů kružnic je roven velikosti tolerance házení. Příklad použití na obr. 2-19.



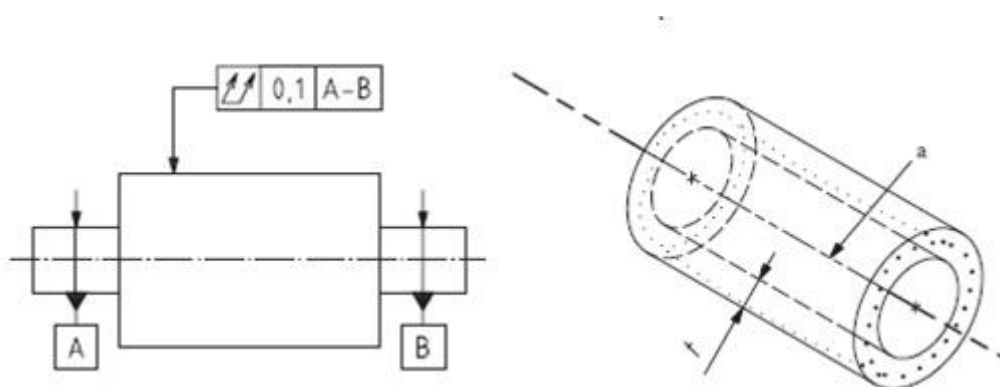
obr. 2-19 Tolerance obvodového kruhového házení a její toleranční pole [1]

Toleranční pole čelního kruhového házení je taktéž tvořeno dvěma kružnicemi. Ty však mají stejný průměr a jejich středy leží na ose základny. Osová vzdálenost kružnic je rovna hodnotě tolerance házení. Pokud není předepsán konkrétní průměr, můžeme kružnice vytvořit pro libovolný průměr na tolerované ploše.



obr. 2-20 Tolerance čelního kruhového házení a její toleranční pole [1]

Pro celkové obvodové házení platí toleranční pole tvořeno dvěma válci, jejichž osy jsou shodné s osou základny a jejichž rozdíl poloměrů se rovná hodnotě tolerance celkového házení. Pro celkové čelní házení je toleranční pole tvořeno dvěma rovinami kolnými k ose základny, jejichž osová vzdálenost je rovna hodnotě tolerance celkového házení. Příklad celkového obvodového házení a jeho tolerančního pole na obr. 2-21.



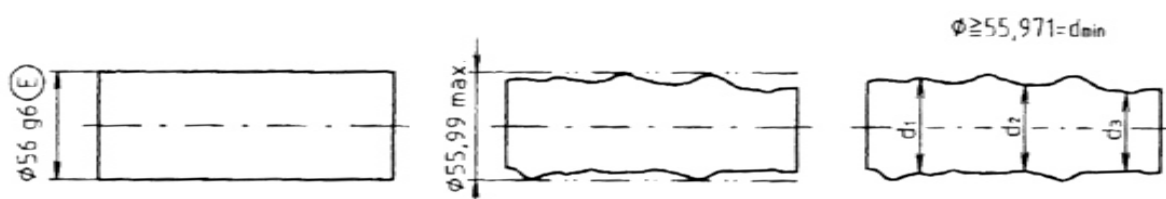
obr. 2-21 Tolerance celkového házení a její toleranční pole [1]

## 2.4 Závislé tolerance

Pro vztah délkových a geometrických tolerancí se využívá tzv. principu nezávislosti, tedy že se samostatně posuzuje správnost délkových rozměrů nezávislé ne geometrických tolerancí a samostatně dodržení geometrických tolerancí nezávislé na délkových rozměrech. V případě, že chceme u součásti zajistit lepší zaměnitelnost, lze použít právě závislé tolerance, tedy vytvořit závislost rozměrových a geometrických tolerancí. Tuto závislost vyjádříme předepsáním tzv. modifikátoru. Tato možnost se nejčastěji využívá u součástí tvořící uložení.

### 2.4.1 Požadavek obalové plochy

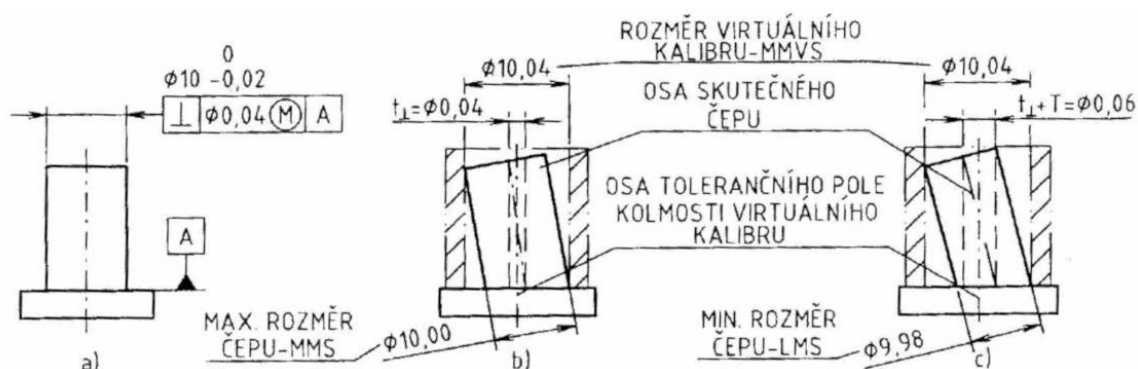
Požadavek obalové plochy se nejčastěji používá pro součásti, které tvoří uložení a jejichž tvar má charakter díry nebo hřídele. Pro případ hřídele tento požadavek znamená, že jeho horní mezní rozměr budeme kontrolovat pomocí obalové plochy, která nesmí být překročena na maximum materiálu. [5] Dolní mezní rozměr můžeme kontrolovat pouze dvoubodovým měřením, protože pro uložení není tak zásadně důležitý. V případě díry kontrolujeme pomocí obalové plochy dolní mezní rozměr, tedy opět maximum materiálu. Horní mezní rozměr lze kontrolovat pouze dvoubodovým měřením. Požadavek obalové plochy předepisujeme značkou zakroužkovaného E, tak jako na obr. 2-22. Díky tomuto požadavku je zaručena určitá tvarová přesnost, avšak v případě, že vyžadujeme vyšší přesnost součásti pro zaručení správné funkce, musíme předepsat toleranci tvaru.



obr. 2-22 Požadavek obalové plochy [3]

### 2.4.2 Požadavek maxima materiálu

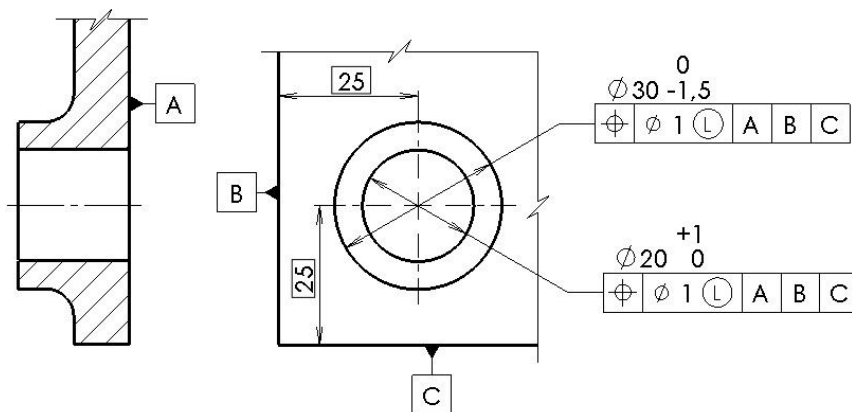
Tento požadavek umožňuje na základě skutečného rozměru prvku zvětšení předepsané geometrické tolerance, stále však zůstává zachována úplná zaměnitelnost. Tuto závislost je vhodné použít například pro tolerance kolmosti nebo polohy, především u prvků, které mají po smontování tvořit uložení s vůlí. Naopak není vhodná pro čepy přesných kloubových mechanismů nebo díry pro uložení hřídelů spoluzabírajících ozubených kol. V případě, že je prvek vyroben na maximum materiálu, je možné využít geometrickou toleranci pouze tak jak je předepsána. Ovšem v případě, že je prvek vyroben tak, že jeho rozměr je roven dolnímu meznímu rozměru, lze rozměrovou toleranci přičíst k toleranci geometrické. Geometrická tolerance může tedy nabývat hodnoty od minimální hodnoty uvedené v tolerančním rámečku až do maximální hodnoty rovné součtu geometrické tolerance a tolerance rozměrové. [3] Požadavek maxima materiálu se zapisuje na výkres značkou do tolerančního rámečku za hodnotu tolerance, tak jako na obr. 2-23.



obr. 2-23 Požadavek maxima materiálu [3]

### 2.4.3 Požadavek minima materiálu

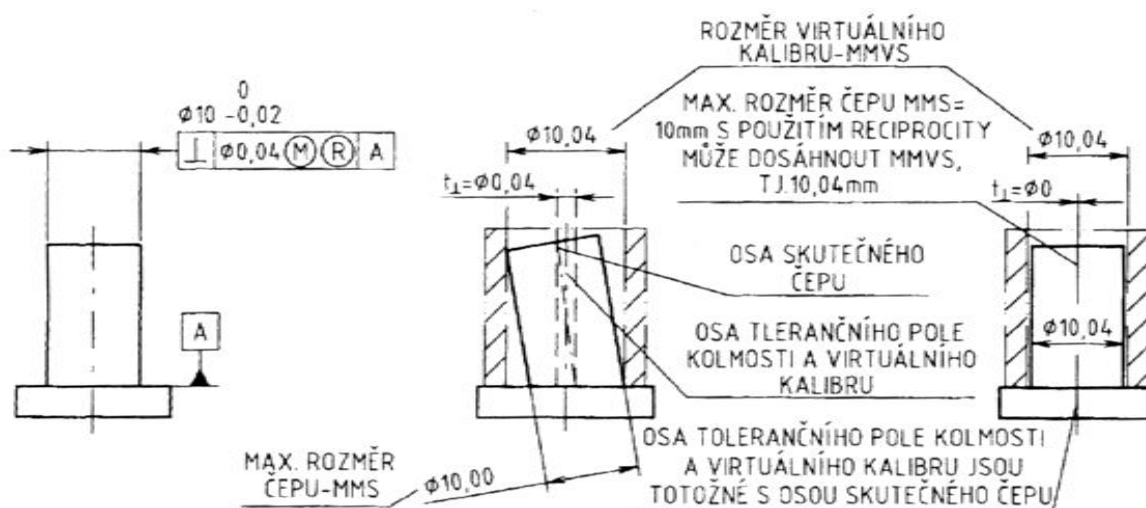
Požadavek minima materiálu funguje obdobně jako požadavek maxima materiálu. Rozdíl je v tom, že geometrickou toleranci můžeme zvětšovat v případě, že tolerovaný prvek je vyrobený na maximu materiálu. V opačném případě, tedy když je prvek vyroben na minimum materiálu, se musíme řídit předepsanou tolerancí. Geometrickou toleranci tedy můžeme zvětšit o rozdíl mezi rozměrem na minimum materiálu a skutečným rozměrem. Tento požadavek je vhodné použít například pro zajištění neménší tloušťky stěny u otvorů vrtaných v nálitcích. Požadavek minima materiálu se předepisuje podobně jako požadavek maxima materiálu do tolerančního rámečku za hodnotu tolerance tak, jak je ukázáno na obr. 2-24.



obr. 2.24 Příklad použití požadavku minima materiálu

#### 2.4.4 Požadavek reciprocity

Tento požadavek se používá za požadavkem maxima nebo minima materiálu. Díky tomuto požadavku lze při nevyužití geometrické tolerance překročit toleranci rozměrovou. V případě tolerance kolmosti tedy můžeme říct, že pokud bude osa čepu perfektně kolmá, můžeme horní mezní rozměr překročit o celou hodnotu geometrické tolerance. Požadavek reciprocity se na výkres zapisuje symbolem velkého písmene R v kolečku tak, jako na obr. 2-25.



obr. 2-25 Požadavek reciprocity [3]

#### 2.5 Všeobecné tolerance

Všechny rozměry, i ty nefunkční, je třeba tolerovat. V případě, že se nejedná o funkční rozměr a nepředepíšeme mu konkrétní toleranci, platí pro tento rozměr všeobecná tolerance. Mezní úchytky těchto všeobecných tolerancí závisí na velikosti daného rozměru a toleranční třídě. Pro délkové rozměry existují čtyři třídy všeobecných tolerancí: jemná (f), střední (m), hrubá (c) a velmi hrubá (v). Jednotlivé mezní úchytky jsou stanoveny normou ČSN ISO 2768-1 a jsou symetrické k nulové čáře.

**tab. 2-2** Mezní úchytky netolerovaných rozměrů, rozměry v mm, dle normy ČSN ISO 2768-1

Třída přesnosti		Mezní úchytky pro základní rozsah rozměrů							
Označení	Název	0,5 do 3	přes 3 do 6	přes 6 do 30	přes 30 do 120	přes 120 do 400	přes 400 do 1000	přes 1000 do 2000	přes 2000 do 4000
f	jemná	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	-
m	střední	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	hrubá	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	velmi hrubá	-	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Pro geometrické tolerance existují tři třídy přesnosti: nejvyšší přesnost (H), střední (K) a nejnižší (L). Jednotlivé tolerance jsou předepsány v normě ČSN ISO 2768-2. Zvolení správné toleranční třídy závisí na obvyklé dílenské přesnosti a požadavcích na přesnost součástí. Výhodou použití všeobecných tolerancí je snadnější čtení výkresu. Díky tomu lze na výkrese snadněji najít funkční rozměry, pro které platí zvýšená přesnost výroby. Použití všeobecných tolerancí a volba tolerančních tříd se na výkres zapíše do popisového pole, např. ISO 2768 – m K.

**tab. 2-3** Tolerance přímosti a rovinnosti pro netolerované rozměry, rozměry v mm, dle normy ČSN ISO 2768-2

Třída přesnosti		Tolerance přímosti a rovinnosti pro rozsah jmenovitých délek				
	do 10	přes 10 do 30	přes 30 do 100	přes 100 do 300	přes 300 do 1000	přes 1000 do 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

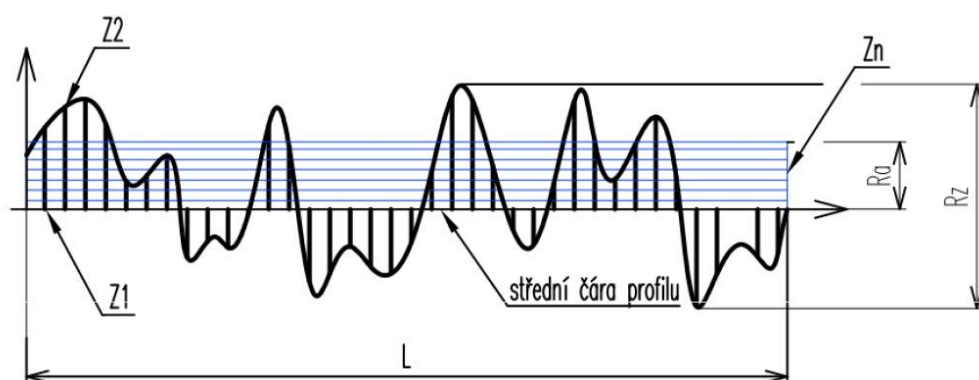
## 2.6 Textura povrchu

Funkční plochy nezávisí pouze na rozměru a geometrii, ale také na nerovnosti povrchu. Například na obrobených plochách mohou nerovnosti vzniknout jako stopy po řezném nástroji nebo brusivu. Jako otisky nerovností kovadel a válců vznikají nerovnosti na površích polotovarů. [5] Nedokonalosti povrchu, jako například rýhy, koroze nebo staženiny, se do hodnocení struktur povrchu nezahrnují. [3] Textura povrchu se hodnotí na základě profilu povrchu. Ten vzniká jako průsečnice nerovnosti skutečného s rovinou kolmou k tomuto povrchu. Z profilu povrchu se následně na základě velikosti rozteče nerovnosti odvozuje profil základního profilu pro největší rozteče, pro střední rozteče profil vlnitosti a pro nejmenší profil drsnosti. [3] Pro hodnocení parametrů profilů drsnosti povrchu, takzvané R parametry, je základem právě profil drsnosti. Existuje velké množství těchto parametrů, například  $R_z$ , který udává největší výšku profilu. Další možností je parametr  $R_q$ , ten udává průměrnou kvadratickou odchylku profilu drsnosti. V praxi se však nejčastěji používá výrobou ověřený parametr  $R_a$ , což je parametr profilu drsnosti povrchu ve směru výšky. Volba vhodného parametru závisí především na aplikaci.

### 2.6.1 Parametr drsnosti $R_a$

Průměrná aritmetická úchylka posuzovaného profilu  $R_a$  je aritmetický průměr absolutních hodnot pořadnic  $Z(x)$  v rozsahu délky  $l_r$ . Grafické znázornění parametru  $R_a$  na obr. 2-26. Tuto definici lze vyjádřit rovnicí: [3]

$$R_a = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} |Z(x)| dx$$



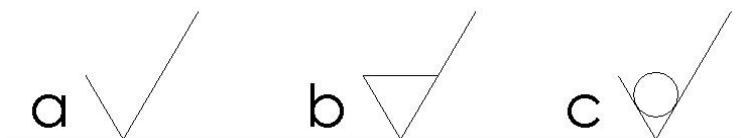
obr. 2-26 Průměrná aritmetická úchylka posuzovaného profilu  $R_a$  [7]

Hodnoty parametru  $R_a$  je vhodné volit z normalizované řady, kdy hodnota parametru je závislá především na metodě výroby. Je vždy nutno zvolit správnou hodnotu struktury povrchu v závislosti na funkci dané plochy. Při zvolení příliš vysoké kvality povrchu se může součást značně prodražit.



## 2.6.2 Označování drsnosti povrchu na výkresech

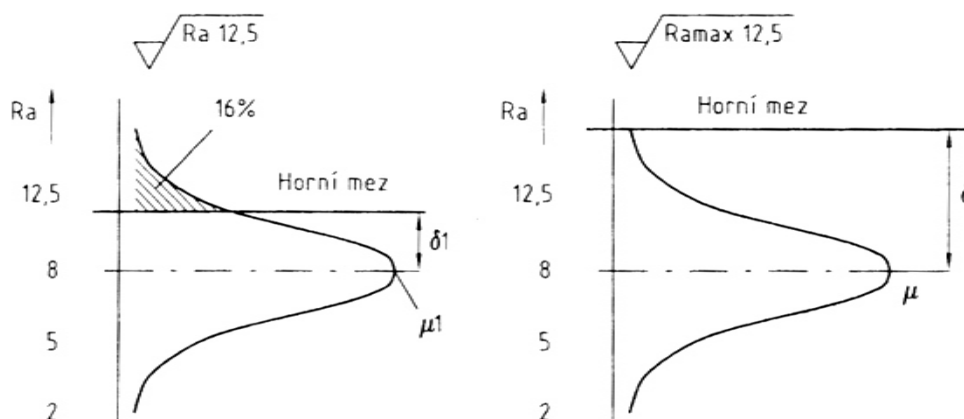
Pro označení drsnosti povrchu na výkresech se využívá značky a přípojných parametrů. Základní značka (obr. 2-27a) se používá, pokud není předepsán způsob opracování pro dosažení předepsaného povrchu. V takovémto případě je však nutnost použití doplňkových údajů. Častěji se však používá v závorce při zjednodušeném zápisu v popisovém poli. Při potřebě dosažení předepsaného povrchu pomocí odebrání materiálu používáme rozšířenou značku (obr. 2-27b). Tato značka by měla vždy obsahovat doplňkové informace. Rozšířenou značku (obr. 2-27c) používáme, pokud nechceme povrch nijak upravovat, tedy jej chceme nechat ve stavu dosaženém předchozím výrobním procesem. Takovouto značku je vhodné použít u neobráběných ploch odlitků, výkovků nebo výlisků. Značka by na výkrese měla k danému povrchu být předepsána v pohledu, ve kterém je předepsán a tolerován jeho rozměr nebo poloha. [3] Značka se předepisuje buď přímo nebo na odkazovou čáru, dotýkající se hrany nebo jejího prodloužení. Značka nebo odkazová čára se musí hrany dotýkat vždy z vnější strany povrchu.



obr. 2-27 Značky drsnosti povrchu

## 2.6.3 Pravidlo šestnácti procent

Při vyhodnocování drsnosti povrchu používáme pravidlo 16 % (obr. 2-28). Tedy v případě, že měřený povrch přesáhne horní mez v 16 % naměřených hodnot, můžeme ho považovat za přijatelný. V případě předpisu dolní meze opět nesmí dolní mez přesáhnout 16 % měřených hodnot. Pokud však předepíšeme maximální hodnotu drsnosti povrchu, řídíme se pravidlem maxima, tedy že nesmí tuto hodnotu přesáhnout žádná měřená hodnota. [3]



obr. 2-28 Pravidlo 16% a pravidlo maxima [3]

## 2.7 Vzájemná závislost rozměrových a geometrický tolerancí

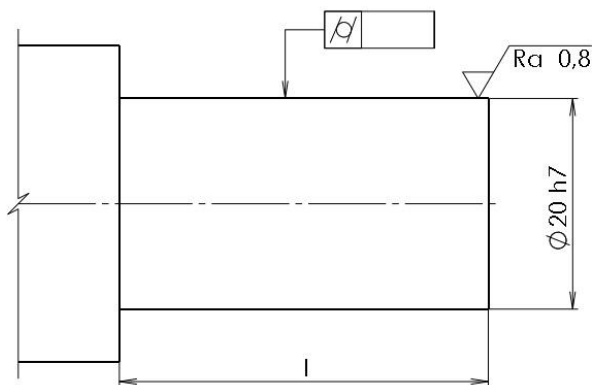
Mezi rozměrovými tolerancemi, geometrickými tolerancemi a drsností povrchu existují určité vztahy a závislosti. Nejčastěji se tyto vztahy aplikují pro součásti charakteru hřídele nebo díry. Tyto vztahy většinou vychází z tolerančního stupně IT. Například drsnost povrchu lze volit v závislosti na rozměru součásti a jejím tolerančním stupni.

**tab. 2-4** Vztah mezi drsností povrchu Ra a tolerančními stupni, dle [6] str. 196

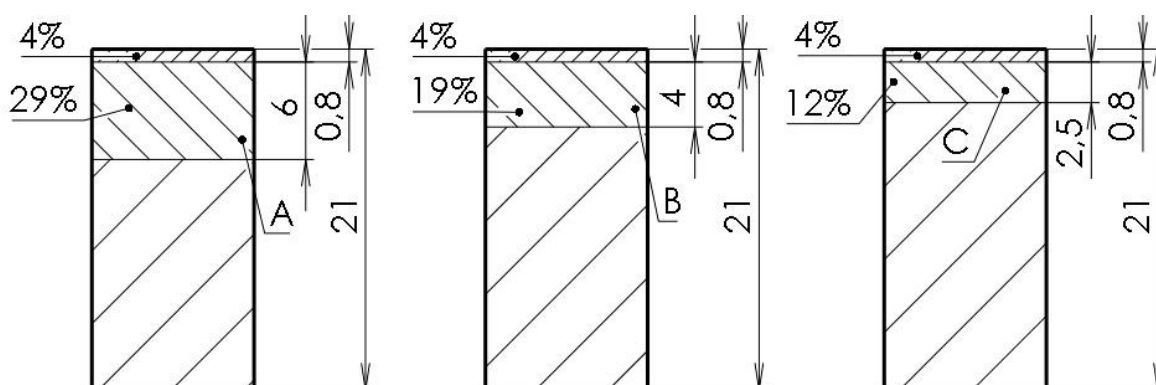
Rozměry (mm)		Toleranční stupeň								
		IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	
přes	do	Drsnost povrchu Ra (μm)								
1	3	0,2	0,4	0,4	0,8	1,6	3,2	3,2	6,3	
3	6			0,8				1,6		6,3
6	10									
10	30	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25		
30	50	0,8							1,6	3,2
50	80									
80	120									
120	180	1,6	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50		
180	250									
250	315									
315	400									
400	500									

Stejně tak lze volit i velikost geometrické tolerance. Například toleranci tvaru válcovitosti, přímosti, rovinnosti nebo rovnoběžnosti lze odvodit z tolerančního stupně. V takovémto případě je nutno použít tzv. relativní geometrickou přesnost. Ta se dělí na normální (A), zvýšenou (B) a vysokou (C). Normální relativní geometrická přesnost využívá přibližně 60 % tolerance rozměru, zvýšená 40 % a vysoká 25 %. V případě tolerance válcovitosti využívají relativní přesnosti A, B, C přibližně 30, 20 a 12 % tolerance rozměru. Příčinou tohoto je, že geometrická tolerance je spojena s poloměrem, zatímco rozměrová s průměrem. [4]

Například pokud vezmeme válcový konec hřídele  $\varnothing 20\text{ h7}$  (obr. 2-29), jehož toleranční pole má velikost  $21\text{ }\mu\text{m}$ . Pak vhodná drsnost  $R_a$  je dle tabulky  $0,8\text{ }\mu\text{m}$ , využívá tedy zhruba 4 % tolerance. Pro případ normální geometrické přesnosti A je tolerance válcovitosti  $6\text{ }\mu\text{m}$  a využívá tedy zhruba 29 % rozměrové tolerance. Zvýšená relativní přesnost B má hodnotu  $4\text{ }\mu\text{m}$  a využívá zhruba 19 % tolerance rozměru. Pro vysokou relativní geometrickou přesnost C je velikost geometrické tolerance  $2,5\text{ }\mu\text{m}$ , využívá tedy zhruba 12 % rozměrové tolerance. Toto je znázorněno na obr. 2-30.



obr. 2-29 Válcový konec hřídele



obr. 2-30 Příklad relativní geometrické tolerance

U geometrických tolerancí, jejichž velikost není určena tolerančním stupněm IT, je nutno určit stupeň geometrické tolerance. Stupeň geometrické tolerance se určuje dle doporučení pro dané aplikace, případně na základě zkušenosti konstruktéra. Častým doporučením například může být, že velikost geometrické tolerance by neměla překročit desetinásobek drsnosti povrchu. [4] Geometrická tolerance by také neměla překročit velikost rozměrové tolerance. V případě odůvodněné potřeby lze kvalitu povrchu zvýšit nebo zpřesnit geometrickou toleranci, vždy však totiž jde především o zaručení funkčnosti součásti.

## 2.8 Tolerování čelních ozubených kol

Při tolerování ozubení lze určit stupeň přesnosti pro čtyři skupiny prvků. Jedná se o kinematické přesnosti, přesnosti plynulosti chodu, přesnosti dotyku zubů a přesnosti boční vůle. Stupeň přesnosti lze zvolit jeden pro celé ozubení, nebo můžeme volit stupeň přesnosti pro každou skupinu zvlášť. [13] Stupeň přesnosti se řídí normou ČSN 01 4682. Volbu stupně přesnosti lze provést podle tabulky 2-5.

**tab. 2-5** Orientační tabulka pro volbu stupně přesnosti [3]

Stupeň přesnosti podle ČSN 01 4682	4	5	6	7	8	9	10	11
Max. drsnost povrchu Ra μm	0,1 až 0,2	0,2 až 0,4	0,4 až 0,8	0,8 až 1,6	1,6	1,6 až 3,2	3,2 až 6,4	6,3 až 12,5
Způsob výroby	broušená na nejpřesnějších bruskách		broušená na odvalovacích bruskách			lapována	frézována	
Použití	kontrolní kola pro stupeň přesnosti 6 až 8   8 až 10		rychloběžné převodovky		průmyslové převodovky		pohony rotačních pecí	
	měřicí přístroje				lehké lodní motory	válcovací stolice, těžké lodní motory, lokomotivy, traktory		
	reduktory turbín			osobní automobily		zdvihadla a stavební stroje		
			obráběcí stroje				zemědělské stroje	
			letecké motory		nákladní automobily			
					textilní stroje			

Norma také udává tolerance otvoru kola, průměru hřídele v ložiskách a hlavového průměru kola na základě stupně přesnosti ozubení (tab. 2-6).

**tab. 2-6** Tolerance uložení a hlavové průměru ozubených kol [3]

Stupeň přesnosti	4	5	6	7	8	9
Otvor kola	IT4	IT5	IT6	IT7		IT8
Průměry hřídele v ložiskách		IT5		IT8		IT7
Hlavový průměr kola	IT7	IT8				IT9

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Každý konstrukční návrh se skládá z několika důležitých částí. Mimo samotné myšlenky a pevnostního výpočtu je významnou částí i tolerování součástí. Tedy i v případě výborného nápadu a perfektního pevnostního výpočtu nemusí špatně tolerovaná součást plnit svou funkci. Vhodně zvolené tolerance můžou zvýšit životnost součástí, snížit hlučnost a usnadnit výměnu součástí při opravách.

Problematiku tolerování komplikuje i velký počet norem. Tyto normy často popisují pouze význam dané tolerance, případně postup jejího vyhodnocování. Problém však vzniká při samotném postupu jakým tolerovat. Neexistuje totiž jednotná metodika, jak strojní součásti tolerovat. Tento problém je velice složitý vyřešit už jenom díky pestrosti dnes vyráběných strojních součástí. Tato problematika se nejčastěji projevuje při kooperaci mezi jednotlivými podniky a to především u menších podniků.

Jak rozměrové, tak geometrické tolerance předepisují přípustnou míru nepřesností. Při volbě příliš přesných tolerancí můžou vzniknout nadměrně vyšší nároky na přesnost výroby, díky čemuž se výroba prodraží. Je tedy potřeba volit dané tolerance tak, aby měly i ekonomický význam, tedy zpřesnily výrobu natolik, aby součást plnila správně svou funkci.

### 3.2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je vytvořit obecnou metodiku tolerování strojních součástí v převodovce a její aplikaci na zvolený typ převodovky. Tato aplikace bude doložena výkresovou dokumentací.

Dalšími dílčími cíli práce je sepsat požadavky na tolerování normalizovaných komponent a popsat geometrické a rozměrové tolerance a drsnost povrchu a jejich vzájemné vztahy.

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Pro návrh obecné metody tolerování převodovky je nutné převodovku co nejvíce zobecnit a zjednodušit. Takováto převodovka by měla obsahovat co nejvíce prvků běžných pro převodky různého typu a provedení. Základními součástmi každé převodovky jsou hřídele a na nich uložená ozubená kola, díky nimž dochází k převodu. Proto se zaměříme především na tolerování těchto dvou typů součástí. Jelikož je cílem práce návrh metody tolerování, budeme vycházet z předpokladu, že tolerovaná převodovka je vhodně konstrukčně a pevnostně navržena. Dále jsou zvoleny všechny normalizované a nakupované komponenty. Za těchto předpokladů se mnou navržená metoda skládá ze šesti kroků.

1. Určení typu součásti
2. Rozdělení součásti na jednotlivé prvky
3. Určení rozměrových tolerancí
4. Určení drsností povrchu
5. Určení geometrických tolerancí
6. Kontrola

První krok, určení typu součásti, vychází z faktu, že vzhledem k rozmanitosti dnes vyráběných strojních součástí by bylo velmi složité navrhnout všeobecnou metodu tolerování pro jakýkoli typ součásti. Proto je prvním krokem právě určit typ součásti. V případě převodovky se nejčastěji vyskytují součásti typu hřídele a kola.

Druhým krokem je rozdělit součást na jednotlivé funkční prvky, které následně lze tolerovat podle jejich funkce. Za jednotlivé prvky lze u hřídelí například považovat dosedací plochy pro ložiska nebo kola, drážky pro pera nebo plochy pro těsnění. U ozubených kol se může jednat o náboj ozubeného kola nebo o ozubení samotné.

Třetím krokem je určení vhodných rozměrových tolerancí všech funkčních ploch. Jak hřídele, tak ozubená kola jsou rotační součásti, díky tomu má většina jejich rozměrů průměrový nebo délkový charakter. Vhodnou toleranci pro průměrové rozměry volíme většinou podle potřeby uložení. Tolerování délkových rozměrů vychází buďto z potřeb uložení (drážka pro těsné pero) nebo z rozměrových obvodů. Sestavení rozměrových obvodů se týká především délkových tolerancí. Tyto rozměrové obvody je nutné navrhnout správně jak z funkčních, tak montážních důvodů. V případě, že rozměrové obvody budou nevyhovující, například nebudou splňovat podmínku realizovatelnosti, je nutné vrátit se ke třetímu kroku a změnit tolerance délkových rozměrů v tomto rozměrovém obvodu.

Čtvrtým krokem je určení vhodných drsností povrchu. Pro volbu vhodné drsnosti můžeme použít tabulku 2-4, nebo se řídit normou popisující konkrétní prvek, případně pokud se jedná o funkční plochu navazující na kupovanou komponentu, můžeme se řídit doporučením výrobce.

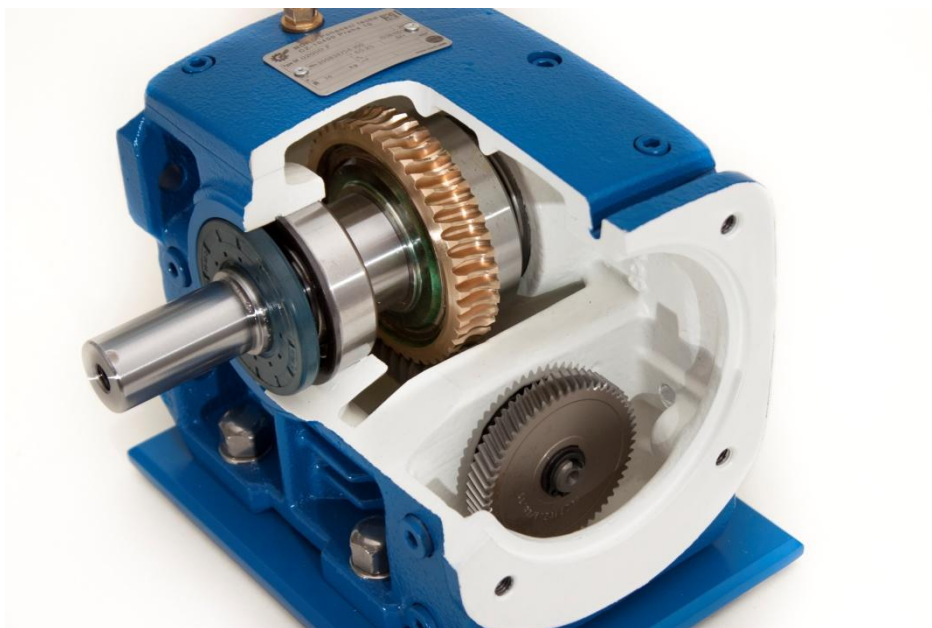
Pátým krokem je určení vhodných geometrických tolerancí. Tolerance a jejich velikost určíme na základě funkce, rozměru, případně rozměrové tolerance daného prvku. Při určování geometrických tolerancí je potřeba vhodně zvolit jejich základny. Základna často nemusí ležet přímo na tolerovaném prvku, proto i když metoda ve druhém kroku rozděluje součást na jednotlivé části, je i potřeba se na ní pořád dívat jako na celek. U součásti charakteru kola bude nejčastěji tvořit základnu náboj, u součásti charakteru hřídele to budou nejčastěji dosedací plochy pro ložiska. Proto je vhodné tyto prvky tolerovat jako první.

Šestá a posledním krokem je kontrola předepsaných tolerancí. V tomto kroku bychom se měli podívat na součást jako na celek a zkontrolovat správnou provázanost jednotlivých prvků. Dále je také vhodné zvážit, zdali není možnost snížit přesnost tolerancí tak, aby zůstala zajištěna zaměnitelnost a funkce součásti, avšak snížily se nároky na přesnost výroby a tím došlo i k jejímu zlevnění.

#### 4.1.1 Výběr předlohy převodovky

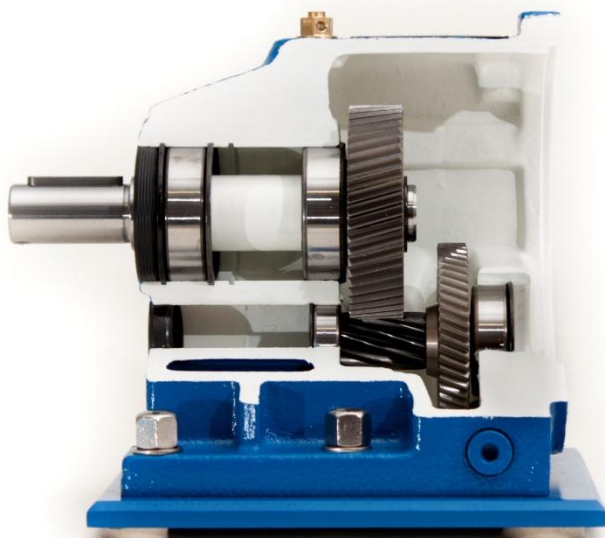
Tuto metodu lze dále rozvinout a upřesnit na konkrétní strojní převodovce. Ideální volbou je zvolit reálnou, průmyslově vyráběnou převodovku. Pro tyto účely byly vybrány tři převodovky vystavené v prostorách školy. Tyto převodovky jsou vyráběny firmou NORD - poháněcí technika s.r.o. Společným znakem těchto převodovek je absence vstupního hřídele, ten je tvořen rotorem elektromotoru. Na hřídeli rotoru je následně buď přímo vyroben nebo nalisován pastorek zabírající s ozubeným kolem. Elektromotor je přírubového provedení a uzavírá tak skříň převodovky. Všechny převodovky jsou dvoustupňové, kdy první stupeň je tvořen čelním soukolím s šikmými zuby.

Pro první zvažovanou převodovku (obr. 4-1) je ozubené kolo prvního převodového stupně uloženo letmo na předlohovém hřídeli, kdy krouticí moment je přenášen pomocí těsného pera. Dále je na předlohovém hřídeli vyroben šnek ležící mezi ložisky uloženými ve skříni převodovky. Tento šnek tvoří šnekové soukolí tvořící druhý převodový stupeň. Šnekové kolo leží na výstupní hřídeli mezi ložisky, kdy krouticí moment je pravděpodobně přenášen pomocí těsného pera.



**obr. 31** První varianta převodovky

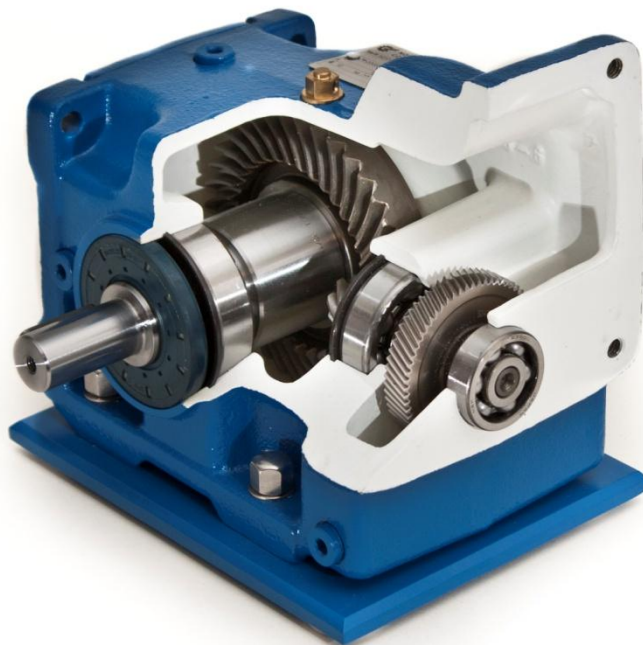
Ozubené kolo prvního převodového stupně u druhé varianty převodovky (obr. 4-2) leží mezi ložisky na předlohové hřídeli. Mezi ložisky je také pastorek vyrobený přímo na hřídeli, tvořící druhý převodový stupeň. Druhý převodový stupeň je stejně jako první tvořen čelním ozubením s šikmými zuby, kdy ozubené kolo druhého převodového stupně je uloženo letmo. Krouticí moment je zde přenášen pomocí těsného pera. Výstupní hřídel je utěsněna hřídelovým těsněním.



**obr. 32** Druhá varianta převodovky



U třetí varianty převodovky (obr. 4-3) leží ozubené kolo prvního převodového stupně opět mezi ložisky. Na konci předlohového hřídele je vyroben kuželový pastorek, který tvoří kuželové soukolí druhého převodového stupně. Kuželové kolo leží na výstupní hřídeli mezi ložisky.

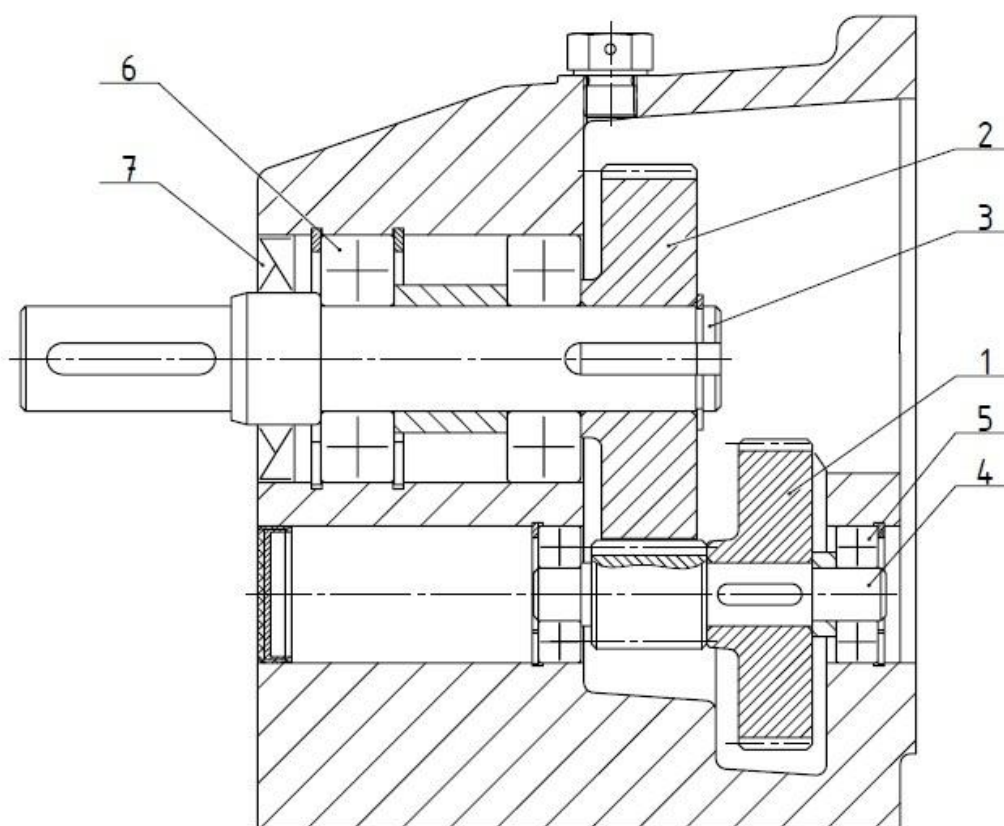


**obr. 4-33** Třetí varianta převodovky

Z těchto tří variant jsem pro další řešení vybral druhou variantu převodovky. Tuto variantu jsem zvolil především z důvodu její jednoduchosti, díky které na ní lze snadněji aplikovat daný postup. Dalším důvodem je fakt, že převodovka obsahuje jednu hřídel, na které je ozubené kolo uloženo letmo a druhou, na které je uloženo mezi ložisky. Je zde tedy možnost ukázat postup tolerování na dvou ozubených kolech, jedné hřídeli a jedné pastorkové hřídeli. Tyto díly obsahují téměř všechny funkční prvky, které lze nalézt v převodovce. Jedním z důvodů je také nemožnost tyto tři převodovky rozebrat a důkladně tak prozkoumat jejich konstrukci. Díky provedení řezu skříně lze právě u druhé varianty nejlépe vidět její konstrukci. Další výhodou provedení řezu je možnost snadno proměřit jednotlivé díly převodovky.

## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Konstrukční řešení vychází z druhé varianty, bylo však třeba provést mírné konstrukční úpravy. Převodovka má jednoduchou konstrukci a malý počet součástí. Pro převodovku je vhodné zvolit určité parametry, ty pro ulehčení nadefinujeme co neoptimálnější. Bude se tedy jednat o běžnou průmyslovou převodovku s plynulým zatěžováním, jak od hnacího tak od hnaného stroje. Dále bude převodovka pracovat v prostředí s nízkou prašností za pokojových teplot. Tolerování bude ukázáno na hlavních součástech. Konkrétně se bude jednat o ozubená kola (pozice 1, 2, obr. 5-1), výstupní hřídel (pozice 3) a předlohovou hřídel (pozice 4). Dále bude také ukázáno vhodné uložení ložisek (pozice 5 a 6) v tělese, stejně tak jako uložení hřídelového těsnícího kroužku (pozice 7).



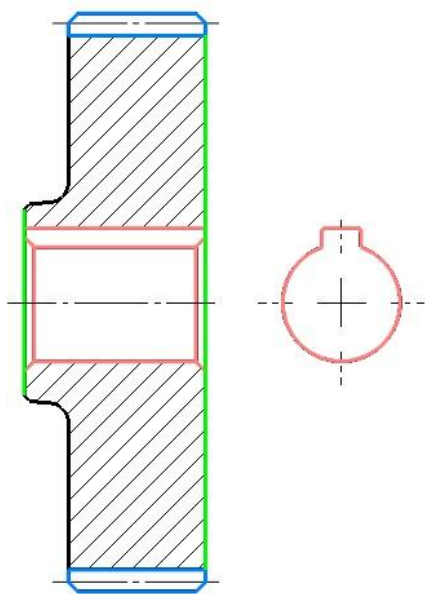
obr. 5-1 Schéma převodovky

Metoda tolerování bude aplikována postupně na jednotlivé součásti. Tyto budou následně rozděleny na jednotlivé prvky, jak uvádí druhý krok. Poté postupně pro jednotlivé prvky provedeme kroky 3,4 a 5 vždy tak, aby byl konkrétní prvek úplně definován. Podle šestého kroku poté tolerance zkontrolujeme. Nedostatkem této metody je, že pracuje s jednotlivými prvky, to není vhodné pro určování tolerancí pomocí rozměrových obvodů. Rozměrové obvody totiž mohou zahrnovat více prvků nebo dokonce součástí. Proto rozměrové obvody sestavíme až nakonec. V případě, že rozměrové obvody nebudou vyhovovat, vrátíme se ke kroku tři a upravíme rozměrové tolerance zahrnuté v těchto obvodech. Následně znovu provedeme kontrolu všech tolerancí.

## 5.1 Ozubené kolo prvního převodového stupně

První tolerovanou součástí bude ozubené kolo prvního převodového stupně. Ozubené kolo má 55 zubů a modul 1, jedná se o čelní šikmé ozubení, kdy úhel sklonu zubu je  $15^\circ$ . Prvním krokem je určit typ součásti, je tedy jasné, že se jedná o kolo.

Druhým krokem je rozlišit jednotlivé prvky. Na ozubeném kole lze rozlišit několik konstrukčních prvků. Jedním z hlavních prvků je otvor pro hřídel s drážkou pro pero (růžově). Dalšími prvky jsou ozubení (modře), a čela ozubeného kola (zeleně). Ostatní plochy nejsou funkční.



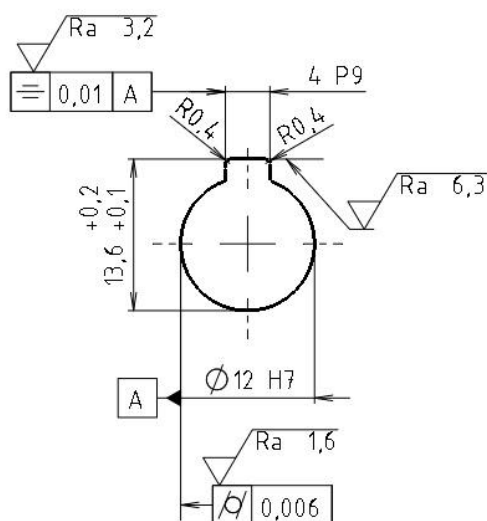
obr. 34-2 Rozdělení ploch ozubeného kola

### 5.1.1 Náboj s drážkou pro pero

V rámci třetího kroku určíme potřebné rozměrové tolerance. Pro průměr náboje ozubeného kola volíme toleranci H7. Díky tomuto tolerančnímu poli se v kombinaci s hřídelem bude jednat o soustavu základní díry. Díky tomu můžeme pomocí tolerance hřídele určit potřebné uložení. Drážka pro pero má dva nejdůležitější rozměry, šířku a hloubku. Oba tyto rozměry je nutné tolerovat. Těsné pero je normalizovaná součást, tolerance drážky tedy volíme dle doporučení normy. Hloubka drážky pro pero má obě mezní úchytky kladné. V kombinaci s perem, jehož výška má toleranční pole  $h$ , se jedná o uložení s vůlí. K šířce drážky přiřadíme toleranci P9, ta vytvoří v kombinaci s perem uložení s přesahem. Díky uložení s přesahem je krouticí moment přenášen rovnoměrně celou plochou pera.

Ve čtvrtém kroku určíme vhodné drsnosti povrchu. Na základě rozměru, tolerančního stupně a funkce je doporučena drsnost povrchu v náboji dle tabulky 2-4  $Ra\ 0,8$ . V našem případě však bude dostatečná drsnost povrchu  $Ra\ 1,6$ . Pro drážku pro pero jsou normou doporučené drsnosti pro stěny drážky  $Ra\ 3,2$ , pro dno drážky  $Ra\ 6,3$ .

Dalším krokem našeho postupu je volba geometrických tolerancí. V rámci předepisování geometrických tolerancí je vhodné zvolit základny. V tomto případě je nejvhodnější základnou právě náboj ozubeného kola. Protože náboj bude mít funkci základny, je vhodné upřesnit i jeho geometrické vlastnosti. Konkrétně zde předepíšeme geometrickou toleranci válcovitosti. Hodnotu geometrické tolerance zvolíme na základě průměru náboje a jeho tolerančního stupně. Pro náš případ bude vhodná relativní geometrická přesnost A-normální. Pro bezproblémovou montáž náboje na hřídel je nutné, aby drážka měla správnou polohu vzhledem k ose náboje, a proto je vhodné jí tolerovat geometrickou tolerancí souměrností. Základnou k této toleranci bude právě osa náboje. Správnou velikost geometrické tolerance určíme na základě rozměru šířky drážky, kdy stupeň geometrické přesnosti volíme 6. Všechny určené tolerance můžeme vidět na obrázku 5-3.



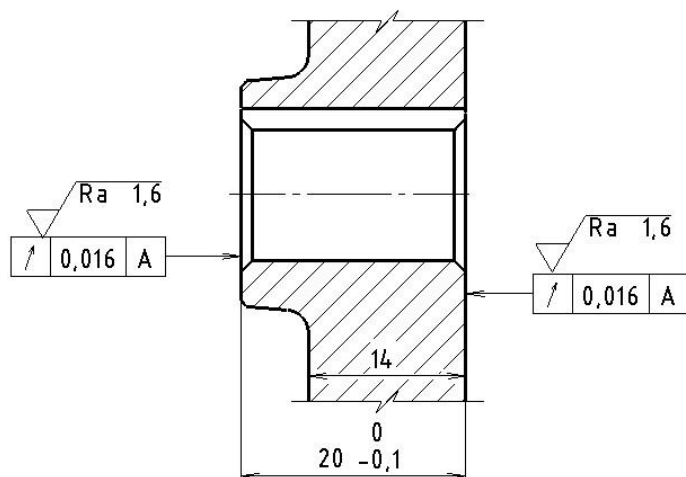
obr. 5-35 Tolerovaná drážka pro pero

### 5.1.2 Čela ozubeného kola

Rozměrové tolerance u tohoto prvku (obr. 5-4) určíme pouze pro šířku ozubeného kola. Pro bezproblémovou montáž je vhodné volit šířku kola tak, aby nebylo možné dosáhnout většího než jmenovitého rozměru. Z tohoto důvodu jsem zvolil horní úchylku nulovou a dolní zápornou. V kombinaci s vhodně zvoleným rozměrem osazení hřídele tak nemůže dojít k tomu, že by kolo přesahovalo toto osazení.

Pro čelní plochy je také vhodné předepsat drsnost povrchu. Pro čela ozubených kol není vhodné, aby drsnost byla příliš hrubá, není však ani potřeba příliš nízká drsnost. Vhodná drsnost se pohybuje mezi  $Ra\ 1,6 - 3,2$ . V našem případě volíme drsnost povrchu  $Ra\ 1,6$ .

Čela ozubeného kola by měla splňovat také určité geometrické požadavky, především by měla být kolmá k ose. Toho lze dosáhnout předpisem tolerance čelního házení. Velikost tolerance závisí na průměru ozubeného kola a drsnosti povrchu, kdy by velikost tolerance neměla přesáhnout desetinásobek drsnosti povrchu. Velikost geometrické tolerance je při stupni geometrické přesnosti 7 rovna  $16\ \mu m$ . Podmínka je tedy splněna.



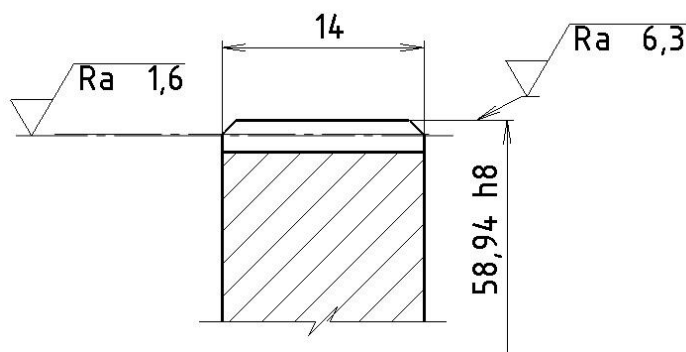
obr. 5-4 Tolerování čel ozubeného kola

### 5.1.3 Ozubení

Dalším neméně důležitým prvkem je samotné ozubení. Přesnost čelních ozubených kol se řídí normou ČSN 01 4682. Tato norma popisuje tolerování jednotlivých prvků ozubení, například kinematickou přesnost, plynulost chodu apod. Vzhledem k faktu že se v našem případě jedná o běžnou průmyslovou převodovku, kdy zuby budou broušeny, volíme podle tabulky 2-5 stupeň přesnosti ozubení 8.

Tato norma také stanovuje vhodnou rozměrovou toleranci hlavového průměru. Toleranční třída pro stupeň přesnosti ozubení 8 je dle tabulky 2-6  $h8$ .

Drsnosti povrchu předepisujeme opět na základě stupně přesnosti ozubení. Pro stupeň přesnosti ozubení 8 je vhodná drsnost povrchu na bocích zubů  $Ra\ 1,6$ . Vnější průměr ozubeného kola není funkční, proto zde není potřeba předepisovat vysokou kvalitu povrchu. Volíme tedy drsnost  $Ra\ 6,3$  [13].



obr. 5-5 Tolerování ozubení

Na závěr zkontrolujeme všechny tolerance na ozubeném kole, zdali nejsou některé duplicitní, případně zdali nejsou předepsány příliš přísně.

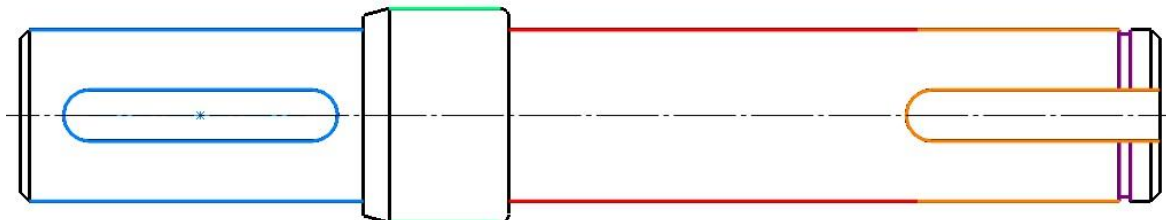
## 5.2 Ozubené kolo druhého převodového stupně

Ozubené kolo druhého převodového stupně je uloženo na výstupní hřídeli. Jedná se o čelní ozubení s šikmými zuby. Kolo má 55 zubů a modul 1,25. Toto kolo je konstrukčně téměř totožné s ozubeným kolem prvního převodového stupně. Vzhledem k malému rozdílu ve velikosti modulu není ani velký rozdíl v rozměrech kola. Díky velké podobě jednotlivých kol můžeme na kolo druhého převodového stupně aplikovat stejný postup tolerování jako u ozubeného kola prvního převodového stupně.

## 5.3 Výstupní hřídel

Výstupní hřídel převodovky je uložena ve dvou ložiscích 6204. Tato ložiska jsou umístěna ve středu hřídele a jejich vzájemná vzdálenost je určena pomocí distanční trubky. Na jednom konci je letmo umístěné ozubené kolo druhého převodového stupně, na druhém konci je výstupní průměr s drážkou pro pero, na který lze nasadit potřebný náboj dle aplikace převodovky.

V rámci druhého kroku lze tuto hřídel rozdělit na několik prvků, které je možné dále tolerovat. Jednotlivé prvky lze rozdělit jako na obrázku 5-6 na výstupní průměr s drážkou pro pero (modře), plochu pro hřídelový těsnicí kroužek (zeleně), dosedací plochy pro ložiska (červeně), dosedací plochu pro ozubené kolo druhého převodového stupně (oranžově) a drážku pro pojistný kroužek (fialově).



obr. 5-6 Prvky na výstupní hřídeli

### 5.3.1 Dosedací plochy pro ložiska a dosedací plocha pod kolem

Podle třetího kroku určíme rozměrové tolerance. Pro průměr dosedacích ploch pod ložisky je dle doporučení výrobce [10] vhodná tolerance k5. Výrobce také uvádí doporučení opatřit průměr požadavkem obalové plochy. Pro průměr dosedacích ploch pod kolem vybereme vhodnou toleranci tak, aby s nábojem kola s toleranční třídou H7 tvořili vhodné uložení. Takovýmto vhodným uložením může být například k6/H7. Jedná se o uložení s malým přesahem, které je demontovatelné pomocí mírného tlaku. [6] Vzhledem k tomu, že jak dosedací plochy pod ložisky, tak ty pod koly leží na jednom průměru, ale mají různé tolerance, bude potřeba je oddělit zápichem. Další variantou je tyto průměry sjednotit. Toto je možné díky tomu, že mají stejné toleranční pole a liší se pouze o jeden toleranční stupeň. Dosedací plochu pod kolem tedy zpřesníme na toleranční třídu k5 a plochy sjednotíme. V dalších krocích se zaměříme na to, zdali na tyto plochy nebudou různé požadavky, a nebude tedy potřeba je opět rozdělit. Dalšími rozměry, které lze tolerovat jsou rozměry drážky pro pero. Jejich tolerance se opět řídí příslušnou normou. Délka a hloubka drážky je tolerována tak, aby v ní pero leželo s vůlí. Šířka drážky má stejně jako u náboje toleranční třídu P9.

Dle čtvrtého kroku je nutné určit vhodné drsnosti povrchu. Pro dosedací plochy pod ložisky je opět vhodné řídit se doporučením výrobce ložisek. Ten doporučuje drsnost povrchu Ra 0,8. Tato drsnost je vhodná také pro dosedací plochu pod kolem. Drsnosti povrchu pro drážku pro pero jsou normou doporučeny stejně jako u náboje, tedy Ra 3,2 pro stěny drážky a Ra 6,3 pro dno drážky.

### 5.3.2 Výstupní konec hřídele

Dalším krokem je určení drsnosti povrchu. Drsnost povrchu válcového konce zvolíme Ra 0,8 podle tabulky 2-4. Drsnosti povrchu drážky pro pero bude opět stejná, tedy pro stěny drážky Ra 3,2 a pro dno Ra 6,3.

48



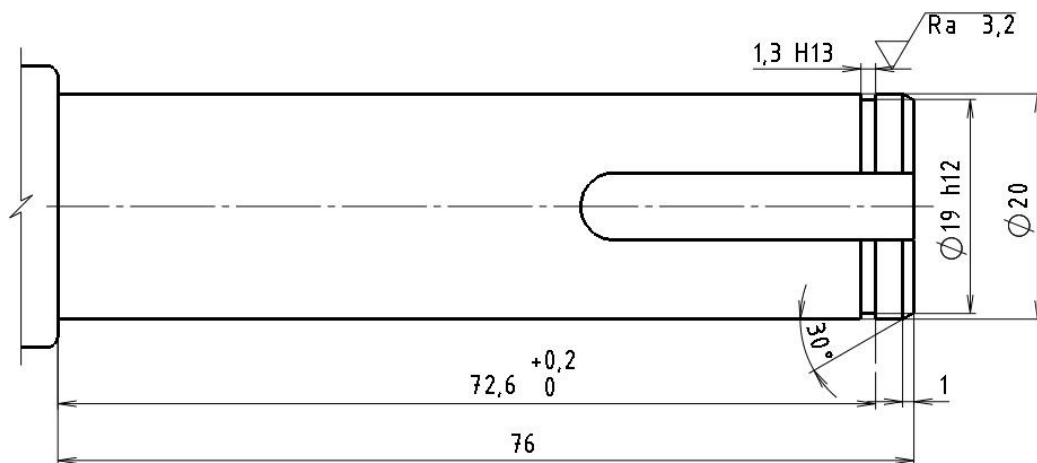


### 5.3.4 Drážka pro pojistný kroužek

Posledním prvkem výstupní hřídele je drážka pro pojistný kroužek (obr. 5-10). V rámci třetího kroku určíme rozměrové tolerance pro průměr drážky, její šířku a především vzdálenost opěrných ploch. Tolerance průměru drážky se volí podle rozměru od h11 po h13. V našem případě je doporučená tolerance h12. Pro šířku drážky se obecně používá tolerance H13. Toleranci vzdálenosti opěrných ploch navrhujeme tak, že dolní úchylka je nulová a horní úchylka má hodnotu +0,2. Vhodnost zvolené tolerance ověříme pomocí rozměrového obvodu. Kdyby tolerance nebyla vhodná, bude potřeba ji upravit.

Čtvrtý krok se týká pouze stěn drážky. Drsnost na stěnách drážky je vhodné volit podle normy Ra 3,2.

Pátý krok u tohoto prvku nevyužijeme, protože zde nejsou potřeba žádné geometrické tolerance.

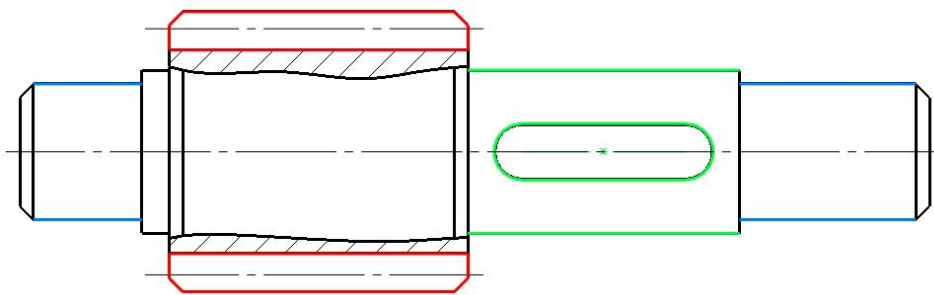


obr. 5-10 Tolerování drážky pro pojistný kroužek

Na závěr celou součást opět překontrolujeme.

## 5.4 Předlohový hřídel

Předlohový hřídel je uložen na dvou valivých ložiscích. Mezi nimi je na hřídeli vyroben pastorek druhého převodového stupně a dosedací plocha pro ozubené kolo prvního převodového stupně. Provedeme-li tedy druhý krok, rozdělíme hřídel (obr. 5-11) na tyto části: dosedací plochy pro ložiska (modře), dosedací plochu pro ozubené kolo s drážkou pro těsné pero (zeleně) a ozubení pastorku (červeně).



obr. 5-11 Rozlišení prvků předlohové hřídele

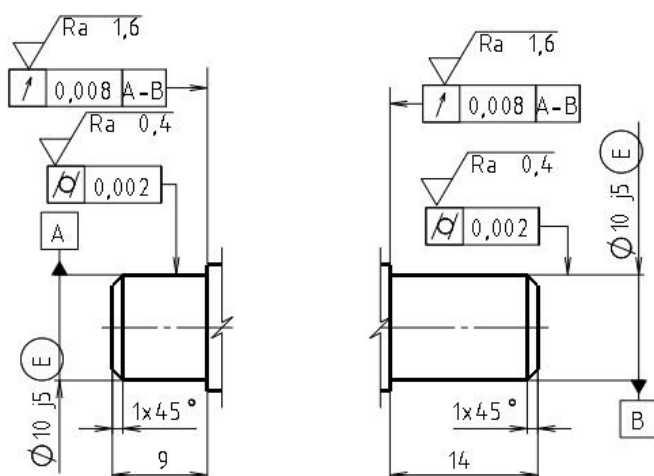
### 5.4.1 Dosedací plochy pro ložiska

Prvním prvkem jsou dosedací plochy pro ložiska. Stejně jako v předchozím případě je vhodné se řídit doporučeními výrobců. Na těchto plochách budou ležet dvě kuličková ložiska 6000 výrobce SKF.

Rozměrové tolerance použijeme pouze pro průměry dosedacích ploch. Podle doporučení výrobce volíme toleranci j5 s požadavkem na obalovou plochu. Díky této toleranci dojde k velmi malé vůli nebo velmi malému přesahu.

Drsnost povrchu volíme dle doporučení Ra 0,4. Potřeba takto kvalitního povrchu vychází především z malého průměru hřídele. Vhodné je určit i drsnost povrchu u čel opěrných ploch pro ložiska. Tuto drsnost zvolíme Ra 1,6.

Tyto plochy budou dále využity i jako základny pro geometrické tolerance. Pro správnou funkci je důležité, aby průměry měly správnou geometrii, proto jim předepíšeme toleranci válcovitosti. Její hodnotu určíme na základě tolerančního stupně a průměru, relativní geometrickou přesnost volíme normální. Dále je také vhodné předepsat toleranci čelního házení pro opěrné plochy ložisek. Základnou této tolerance je společná osa dosedacích ploch ložisek.



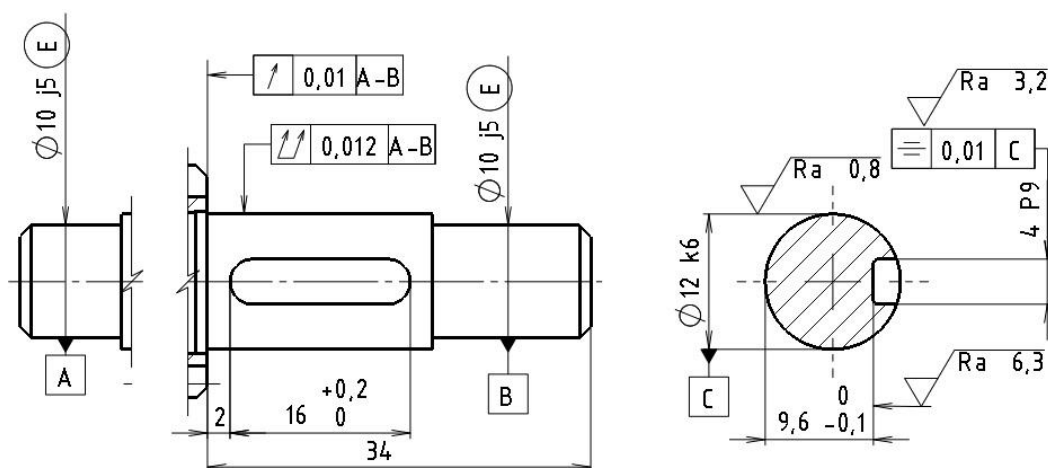
obr. 5-12 Tolerování dosedacích ploch pro ložiska

### 5.4.2 Dosedací plocha pro ozubené kolo

Dalším prvkem je dosedací plocha pro ozubené kolo prvního převodového stupně. Tento prvek bude tolerován podobným způsobem, jako byl tolerován u výstupního hřídele v kapitole 5.3.1. Průměru hřídele přiřadíme toleranci k6, vytvoří se tak uložení k6/H7, tedy uložení s mírným přesahem. Drážka pro těsné pero bude tolerována stejným způsobem jako u výstupní hřídele. Délka drážky bude tedy tolerována tak, aby vznikla vůle, stejně tak i její hloubka. Šířku drážky tolerujeme pomocí toleranční třídy P9.

Vhodná drsnost vzhledem k tolerančnímu stupni a průměru hřídele je Ra 0,8. Drsnosti povrchu opět volíme tak, aby na dně drážky byla drsnost Ra 6,3 a na stěnách Ra 3,2.

Vhodnou geometrii dosáhneme předpisem celkového obvodového házení. Základnou této tolerance bude opět společná osa dosedacích ploch pro ložiska. Také je vhodné tolerovat opěrnou plochu pro ozubené kolo na čele pastorku pomocí čelního házení, kdy použijeme stejnou základnu jako pro obvodové házení. Poslední geometrickou toleranci předepíšeme pro drážku pro pero, její vystředění zajistíme geometrickou tolerancí souměrnosti vzhledem k ose dosedací plochy pro ozubené kolo.



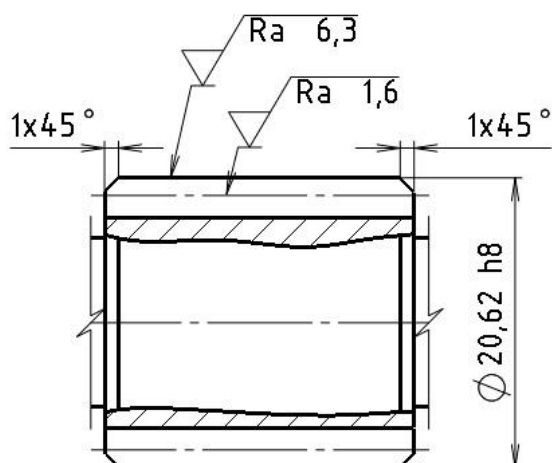
obr. 5-13 Tolerování dosedací plochy pro ozubené kolo s drážkou pro pero

### 5.4.3 Ozubení pastorku

Posledním prvkem je ozubení pastorku (obr. 5-14). Ozubení je čelní se šikmými zuby, tvoří jej 14 zubů s modulem 1,25. Ozubení bude tolerováno podobným způsobem jako u ozubených kol, tedy podle ČSN 01 4682. Ozubení splňuje stejné podmínky jako ozubení ozubených kol, volíme tedy i stejný stupeň přesnosti.

Stejná bude i tolerance hlavového průměru, tedy h8.

Drsnosti povrchů opět volíme stejně, tedy drsnost Ra 1,6 pro boky zubů a drsnost Ra 6,3 pro hlavový průměr ozubení.



obr. 5-136 Tolerování pastorku předlohového hřídele

Na závěr opět překontrolujeme všechny tolerance, zdali není některá zbytečná, duplicitní nebo příliš přesná.

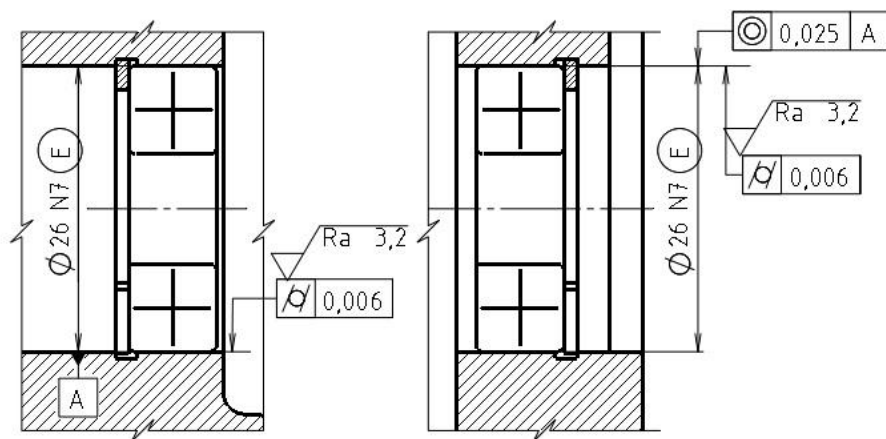
## 5.5 Uložení ložisek v tělese

Převodovka obsahuje dva typy ložisek, oba od výrobce SKF. Konkrétně se jedná o ložiska 6000 na předlohovém hřídeli a ložiska 6204 na výstupním hřídeli.

Vhodná toleranční třída pro průměr otvoru je dle doporučení výrobce N7. Tento rozměr je také doporučené opatřit požadavkem obalové plochy (obr. 5-15)

U čtvrtého kroku se budeme opět řídit doporučením výrobce a předepíšeme drsnost povrchu pro otvory v tělese  $Ra 3,2$ .

Pro lepší geometrii otvoru je potřeba předepsat také geometrickou toleranci válcovitosti. Velikost této tolerance může být různá v závislosti na průměru otvoru. U otvorů pro ložiska předlohové hřídele je žádané předepsat i geometrickou toleranci soustřednosti. Základnou pro tuto geometrickou toleranci zvolíme osu jednoho z otvorů, druhý poté tolerujeme. Pro otvory ložisek výstupního hřídele tato geometrická tolerance není potřeba, a to z důvodu, že obě ložiska leží v jednom otvoru.



obr. 5-15 Tolerované otvory pro ložiska předlohového hřídele

## 5.6 Uložení hřídelového těsnícího kroužku v tělese

Při volbě vhodného hřídelového těsnění jsem vycházel z převodovky sloužící jako předloha. Dle označení a tvaru těsnění na reálné součásti jsem vybral hřídelový těsnící kroužek společnosti SKF 25x47x7 HMSA 10 RG (obr. 5-16). Jedná se o těsnění vybavené jak stíracím břitem, tak prachovkou. Díky kovové výztuže a vroubkovanému vnějšímu plášti lze tyto těsnící kroužky použít i bez axiálního zajištění.

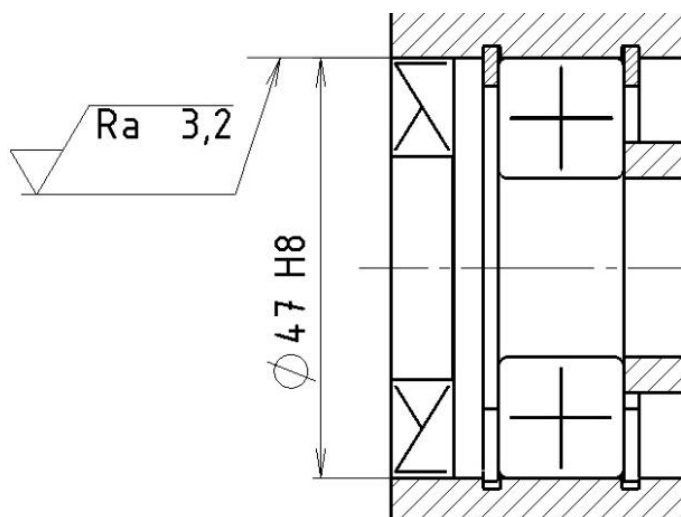


obr. 5-16 Hřídelový těsnící kroužek typu HMSA10 [9]

Vzhledem k charakteru součásti nejsou kladeny příliš velké nároky na díru pro těsnící kroužek, především z důvodu, že se kroužek dokáže přizpůsobit i mírným nerovnostem. Průměr díry by měl být tolerován dle doporučení výrobce pomocí H8. Problém s rozdílnou tolerancí pro těsnící kroužek a ložisko lze vyřešit rozdělením plochy pomocí zápichu, případně lze jako zápich využít drážku pro pojistný kroužek.

Drsnost povrchu v díře by neměla být vyšší než Ra 3,2.

Nároky na geometrickou přesnost jsou dosaženy díky všeobecným tolerancím, není tedy třeba toleranci předepisovat.



obr. 37-17 Tolerování díry pro hřídelový těsnící kroužek

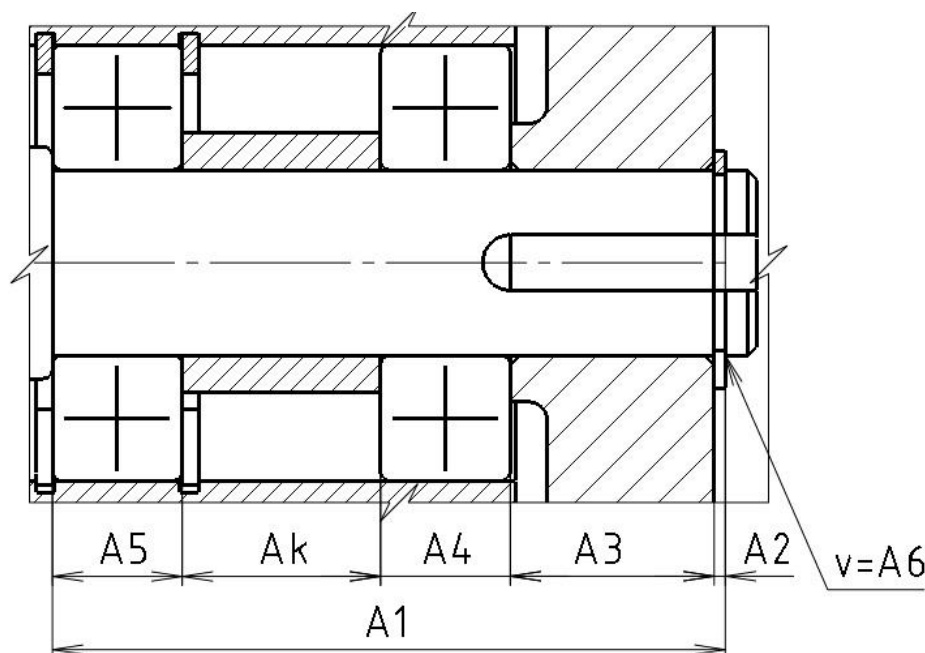
## 5.7 Rozměrové obvody

Pro určení správnosti některých délkových tolerancí je potřeba sestavit rozměrové obvody. Na převodovce je třeba sestavit tři rozměrové obvody. První se týká uložení ložisek a ozubeného kola na výstupní hřídeli, druhý uložení jednoho z ložisek výstupní hřídele a třetí uložení ložisek předlohového hřídele.

### 5.7.1 Rozměrový obvod výstupního hřídele.

V tomto rozměrovém obvodu figuruje několik členů, konkrétně je to vzdálenost opěrných ploch, dvě ložiska, pojistný kroužek, distanční trubka a montážní vůle. Díky tomuto relativně vysokému počtu členů použijeme pro řešení obvodu kompenzační metodu. Její použití nám umožní také přítomnost distanční trubky, která bude sloužit jako kompenzační člen.

V tomto rozměrovém obvodu je jeden zvětšující člen  $A_1$  a členy  $A_2$  až  $A_6$  jsou členy zmenšující. V tabulce jsou uvedeny jmenovité rozměry, velikosti tolerance a horní a dolní jmenovité rozměry.



obr. 5-18 Rozměrový obvod opěrných ploch

tab. 5-1 Hodnoty rozměrového obvodu výstupního hřídele

Člen	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Horní mezní rozměr	Dolní jmenovitý rozměr
$A_1$	72,6	0,2	72,8	72,6
$A_2$	1,2	0,06	1,2	1,14
$A_3$	22	0,1	22,0	21,9
$A_4$	14	0,12	14,0	13,88
$A_5$	14	0,12	14,0	13,88
$A_6$	0,05	0,1	0,15	0,05

Prvním krokem výpočtu rozměrového obvodu bude určit jmenovitý rozměr kompenzačního členu, který určíme pomocí jmenovitých rozměrů jednotlivých členů.

$$A_k = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 = 72,6 - 1,2 - 22 - 14 - 14 - 0,05 = 21,35 \text{ mm}$$

Dále určíme horní a dolní mezní rozměr kompenzačního členu, a to obdobně jako u metody maximum - minimum.

$$\begin{aligned} A_{kmax} &= A_{1max} - A_{2min} - A_{3min} - A_{4min} - A_{5min} - A_{6min} = \\ &= 72,8 - 1,14 - 21,9 - 13,88 - 13,88 - 0,05 = 21,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$A_{kmin} = A_{1min} - A_{2max} - A_{3max} - A_{4max} - A_{5max} - A_{6max} =$$

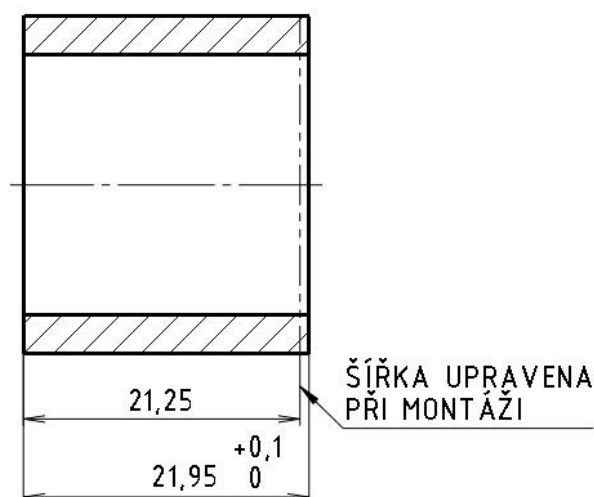


$$= 72,6 - 1,2 - 22 - 14 - 14 - 0,15 = 21,25 \text{ mm}$$

Následně vypočítáme rozsah kompenzace.

$$P = A_{kmax} - A_{kmin} = 21,95 - 21,25 = 0,7 \text{ mm}$$

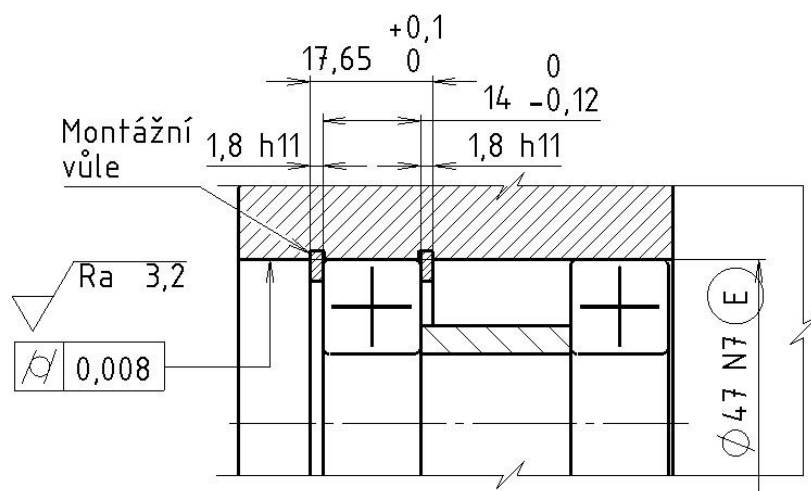
Distanční trubka (obr 5-19) bude tedy upravena až při montáži hřídele pro dosažení ideální montážní vůle.



obr. 38 Kompenzační člen

## 5.7.2 Rozměrový obvod uložení ložiska

Na výstupní hřídeli je jedno ložisko uloženo za vnější kroužek pevně pomocí pojistných kroužků (obr. 5-20). Druhé ložisko má vnější kroužek uloženo volně. Pevně uložené ložisko je uloženo mezi dvěma pojistnými kroužky. Je tedy potřeba určit správnou vzdálenost a toleranci jejich opěrných ploch. Toho lze docílit pomocí rozměrového obvodu.



obr. 39 Rozměrový obvod pevně uloženého ložiska výstupní hřídele

Tento rozměrový obvod je tvořen pěti členy. Vzdálenost opěrných ploch můžeme označit jako člen  $A_1$ , který je jediný zvětšující člen. Šířky pojistných kroužků lze označit jako  $A_2$  a  $A_3$  a společně s šířkou ložiska, kterou lze označit jako  $A_4$ , se jedná o zmenšující členy. Uzavírací člen je tvořen montážní vůlí.

tab. 5-2: Hodnoty rozměrového obvodu uložení ložiska

Člen	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Horní mezní rozměr	Dolní jmenovitý rozměr
$A_1$	17,65	0,1	17,75	17,65
$A_2$	1,8	0,06	1,8	1,74
$A_3$	1,8	0,06	1,8	1,74
$A_4$	14	0,12	14,0	13,88

Pomocí metody maximum – minimum vypočteme horní a dolní mezní rozměr vůle.

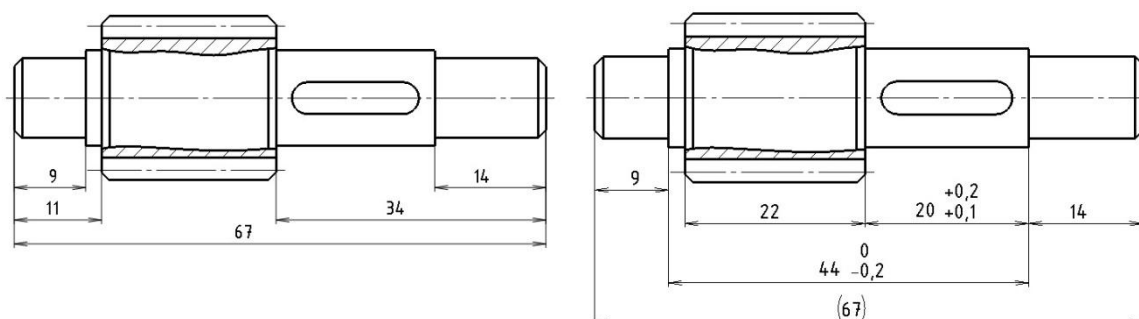
$$A_{0max} = A_{1max} - A_{2min} - A_{3min} - A_{4min} = 17,75 - 1,74 - 1,74 - 13,88 = 0,39 \text{ mm}$$

$$A_{0min} = A_{1min} - A_{2max} - A_{3max} - A_{4max} = 17,65 - 1,8 - 1,8 - 14 = 0,05 \text{ mm}$$

Montážní vůle je tedy vždy zajištěna, její rozměr se bude pohybovat od 0,05 mm do 0,39 mm.

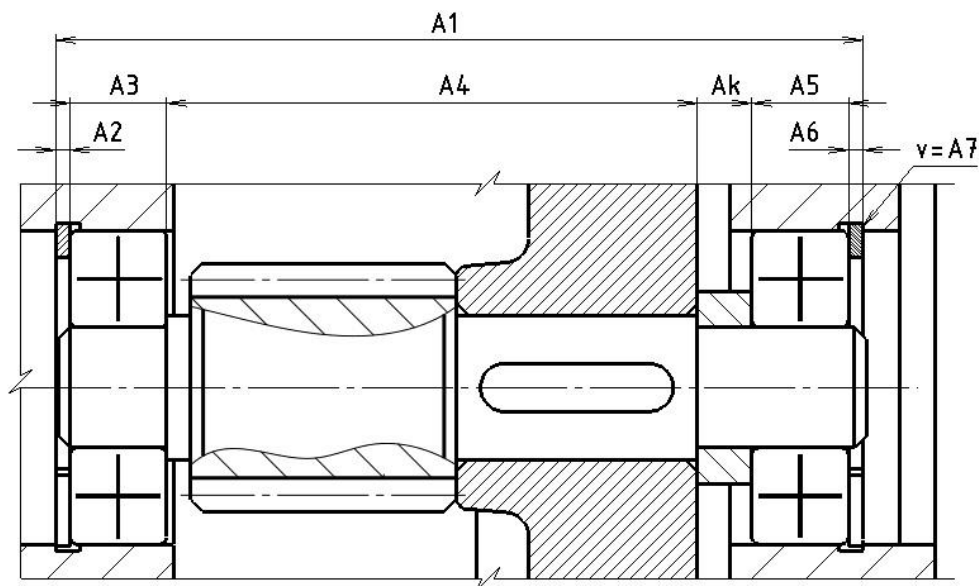
### 5.7.3 Rozměrový obvod uložení ložisek předlohového hřídele

Při sestavování rozměrového obvodu bylo zjištěno nevhodné kótování předlohového hřídele, které by komplikovalo výpočet obvodu, proto je potřeba toto kótování změnit tak, aby bylo možné rozměrový obvod sestavit (obr 5-21). Tolerance délky pod kolem zajistí, že distanční kroužek bude dosedat vždy na osazení hřídele a ne na ozubené kolo. Tolerance rozměru mezi opěrnými plochami ložisek určuje toleranci potřebnou pro výpočet rozměrového obvodu. Nově zvolené tolerance je potřeba zkontrolovat v rámci celé součásti tak, aby nedocházelo ke konfliktu.



obr. 40 Změna kótování předlohového hřídele, původní vlevo, nové vpravo

Rozměrový obvod budeme řešit podobným způsobem jako rozměrový obvod výstupního hřídele, tedy použitím kompenzačního členu. Ten bude tvořit distanční kroužek ( $A_k$  obr. 5-22). Dále se rozměrový obvod skládá z jednoho zvětšujícího členu ( $A_1$ ) tvořeného vzdáleností opěrných ploch pojistných kroužků a šesti zmenšujících členů. Konkrétně jde o dva pojistné kroužky, dvě ložiska, osazení hřídele a montážní vůli. Rozměry jednotlivých členů jsou popsány v tabulce 5-3.



obr. 41 Rozměrový obvod předlokové hřídele

tab. 5-3 Hodnoty členů rozměrového obvodu předloového hřídele

Člen	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Horní mezní rozměr	Dolní jmenovitý rozměr
$A_1$	66,9	0,2	67,1	66,9
$A_2$	1,2	0,06	1,2	1,14
$A_3$	8,0	0,12	8,0	7,88
$A_4$	42,0	0,2	42,0	41,8
$A_5$	8,0	0,12	8,0	7,88
$A_6$	1,2	0,06	1,2	1,14
$A_7$	0,05	0,1	0,15	0,05

Podobně jako v kapitole 5.7.1 první určíme jmenovitý rozměr kompenzačního členu.

$$A_k = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_7 =$$

$$= 66,9 - 1,2 - 8 - 42 - 8 - 1,2 - 0,05 = 6,45 \text{ mm}$$

Pro určení rozsahu kompenzace je potřeba určit horní a dolní mezní rozměr.

$$A_{kmax} = A_{1max} - A_{2min} - A_{3min} - A_{4min} - A_{5min} - A_{6min} - A_{7min} =$$

$$= 67,1 - 1,14 - 7,88 - 41,8 - 7,88 - 1,14 - 0,05 = 7,21 \text{ mm}$$

$$A_{kmin} = A_{1min} - A_{2max} - A_{3max} - A_{4max} - A_{5max} - A_{6max} - A_{7max} = \\ = 66,9 - 1,2 - 8 - 42 - 8 - 1,2 - 0,15 = 6,35 \text{ mm}$$

Rozsah kompenzace určíme rozdílem mezních rozměrů.

$$P = A_{kmax} - A_{kmin} = 7,21 - 6,35 = 0,86 \text{ mm}$$

Distanční kroužek bude tedy potřeba upravit při montáži tak, aby bylo dosaženo potřebné montážní vůle.

## 6 DISKUZE

Hlavním cílem bakalářské práce bylo vytvoření obecné metodiky tolerování strojních součástí. Na základě této metodiky by následně bylo možné tolerovat libovolnou součást. Od takto obecné metodiky bylo ovšem upuštěno, místo toho byla navržena metoda pro tolerování součástí v převodovce. Mojí snahou bylo vytvořit co nejobecnější postup tolerování strojních součástí převodovky. Díky tomu jsem musel postup tolerování výrazně zobecnit na šest jednoduchých kroků. Tento postup je aplikovatelný především pro jednodušší součásti. Pro složitější součásti s větší provázaností jednotlivých prvků by nemusel být příliš vhodný, protože tuto provázanost příliš nezohledňuje. Postup je díky tomu vhodný především pro rotační součásti, kdy lze rozdělit rozměry na délkové a průměrové.

Převodovka, na které byla metoda aplikována, byla vybrána ze tří variant. Převodovky se liší především v typu ozubení. Proto by byl největší rozdíl právě v tolerování ozubení, tomu se však práce nevěnuje příliš do hloubky. Tolerování ostatních součástí typu hřídelů by bylo velmi podobné, jako u zvolené převodovky.

Metoda také špatně spolupracuje s rozměrovými obvody. Vhodným vylepšením by tedy bylo jejich vhodné zakomponování do postupu řešení, to by však mohl být problém, především z důvodu, že metoda pracuje se samostatnými součástmi, zatímco rozměrové obvody pracují většinou s více součástmi najednou.

V případě rozměrových obvodů pracuje práce pouze s metodou maximum – minimum a metodou kompenzační. Pro vhodnější tolerování délkových rozměrů, obzvláště pro hromadnou nebo velkosériovou výrobu, by bylo vhodné zvolit jinou metodu řešení rozměrových obvodů, například metodu skupinové zaměnitelnosti.

## 7 ZÁVĚR

V úvodu práce je vysvětlena potřeba tolerování. Dále práce obsahuje rozbor jednotlivých druhů tolerancí, od tolerancí rozměrových, po jednotlivé druhy geometrických tolerancí. Součástí práce je také vysvětlení základní problematiky rozměrových obvodů, textury povrchu a vzájemné propojenosti tolerancí. Další část se věnuje návrhu obecné metody tolerování a výběru vhodné převodovky, na kterou je tato metoda aplikována. V rámci bakalářské práce se povedlo vytvořit jednoduchou metodu o šesti krocích. Pro samotnou aplikaci byla vybrána dvoustupňová převodovka s čelními koly s šikmým ozubením. Na ní byl poté úspěšně aplikován postup tolerování a byly předepsány tolerance potřebné pro funkci konkrétních součástí. Výstupem bakalářské práce je také výkresová dokumentace, ve které jsou zaznamenány zvolené tolerance.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN EN ISO 1101 (01 4120). *Geometrická specifikace výrobku (GPS) - Geometrické tolerování - Tolerance tvaru, orientace, umístění, a házení*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [2] Shigley, Joseph Edward, a další. *Konstruování strojních součástí*. Brno : VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] Svoboda, Pavel, Brandejs, Jan a Dvořáček, Jiří. *Základy konstruování*. Brno : Cerm, akademické nakladatelství, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [4] Svoboda, Pavel a Brandejs, Jan. *Výběry z norem*. Brno : Cerm, akademické nakladatelství, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [5] Kletečka, Jaroslav a Fořt, Petr. *Technické kreslení*. Brno : Computer Press, a.s., 2007. ISBN 978-80-251-1887-0.
- [6] Řasa, Jaroslav a Švercl, Josef. *Strojnické tabulky 1*. Praha : Scientia, spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [7] Procházka, Lukáš. TD-Struktura\_povrchu. [Online] [Citace: 29. 04 2019.] [http://www.sps-prosek.cz/soubory/M/TD/TD-struktura\\_povrchu.pdf](http://www.sps-prosek.cz/soubory/M/TD/TD-struktura_povrchu.pdf).
- [8] ČSN EN ISO 286-1, (014201). *Geometrická specifikace produktu (GPS) - ISO systém kódu pro tolerance lineárních rozměrů - Část 1: Základní tolerance, úchylky a uložení*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [9] Mateza. [Online] [Citace: 13. 05 2019.] <https://www.mateza.cz/e-shop/hridelove-tesneni-17-x-40-x-7-hmsa10-rg>.
- [10] Katalog valivých ložisek. SKF. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] [https://www.skf.com/binary/151-121486/Rolling-bearings---17000\\_1-EN.pdf](https://www.skf.com/binary/151-121486/Rolling-bearings---17000_1-EN.pdf).
- [11] Průmyslová hřídelová těsnění. SKF. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] [https://www.skf.com/binary/151-129139/0901d196802e8ff2-10919\\_CZ\\_lowres.pdf](https://www.skf.com/binary/151-129139/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres.pdf).
- [12] Těsnění rotačních pohybů. Trelleborg. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] [https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss\\_website/pdf-and-other-literature/catalogs/rotary\\_cz.pdf?revision=a7ac5ab0-22e5-476a-abee-0b6d0434ed1f](https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/rotary_cz.pdf?revision=a7ac5ab0-22e5-476a-abee-0b6d0434ed1f).
- [13] Charuza, Jan a Jan, Walter. *Konstrukce a výpočty ozubených soukolí pro převodovky*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1967.
- [14] Drastík, František. *Přesnost strojních součástí podle mezinárodních norem*. Ostrava : Montanex, 1996. ISBN 80-85780-18-6.

- [15] Henzold, G. *Geometrical dimensioning and tolerancing for design, manufacturing and inspection: a handbook for geometrical product specifications using ISO and ASME standards*. London : Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 978-0-7506-6738-8.



## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$A_1, A_2, \dots A_i$	dílčí členy rozměrových obvodů
$A_0$	uzavírací člen rozměrového obvodu
$A_k$	kompensační člen rozměrového obvodu
$A_{imax}$	horní mezní rozměr členu obvodu
$A_{imin}$	dolní mezní rozměr členu obvodu
$P$	rozsah kompenzace
$l_r$	základní délka

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>obr. 2-1</b>	Poloha tolerančních polí hřídelů a děr [8]	15
<b>obr. 2-2</b>	Toleranční soustava základní díry (a) a základního hřídele (b) [8]	16
<b>obr. 2-3</b>	Příklad použití rozměrového obvodu	18
<b>obr. 2-4</b>	Tolerovaná drážka pro pojistný kroužek	19
<b>obr. 2-5</b>	Tabulka geometrických tolerancí [5]	20
<b>obr. 2-6</b>	Ukázka použití základny [1]	20
<b>obr. 2-7</b>	Příklad cílené základny	21
<b>obr. 2-8</b>	Příklad použití teoreticky přesného rozměru [1]	21
<b>obr. 2-9</b>	Tolerance přímosti a její toleranční pole [1]	22
<b>obr. 2-10</b>	Tolerance rovinnosti a její toleranční pole [1]	22
<b>obr. 2-11</b>	Tolerance válcovitosti a její toleranční pole [5]	23
<b>obr. 2-12</b>	Tolerance tvaru profilu a její toleranční pole [5]	23
<b>obr. 2-13</b>	Tolerance tvaru plochy a její toleranční pole [1]	23
<b>obr. 2-14</b>	Tolerance rovnoběžnosti a její toleranční pole [1]	24
<b>obr. 2-15</b>	Tolerance kolmosti a její toleranční pole [1]	24
<b>obr. 2-16</b>	Tolerance sklonu a její toleranční pole [1]	25
<b>obr. 2-17</b>	Tolerance umístění a její toleranční pole [1]	25
<b>obr. 2-18</b>	Tolerance soustřednosti a její toleranční pole [1]	26
<b>obr. 2-19</b>	Tolerance obvodového kruhového házení a její toleranční pole [1]	26
<b>obr. 2-20</b>	Tolerance čelního kruhového házení a její toleranční pole [1]	27
<b>obr. 2-21</b>	Tolerance celkového házení a její toleranční pole [1]	27
<b>obr. 2-22</b>	Požadavek obalové plochy [3]	28
<b>obr. 2-23</b>	Požadavek maxima materiálu [3]	29
<b>obr. 2-24</b>	Příklad použití požadavku minima materiálu	29
<b>obr. 2-25</b>	Požadavek reciprocity [3]	30
<b>obr. 2-26</b>	Průměrná aritmetická úchylka posuzovaného profilu Ra [7]	32
<b>obr. 2-27</b>	Značky drsnosti povrchu	33
<b>obr. 2-28</b>	Pravidlo 16% a pravidlo maxima [3]	33

<b>obr. 2-29</b> Válcový konec hřídele	35
<b>obr. 2-30</b> Příklad relativní geometrické tolerance	35
<b>obr. 4-1</b> První varianta převodovky	40
<b>obr. 4-2</b> Druhá varianta převodovky	40
<b>obr. 4-3</b> Třetí varianta převodovky	41
<b>obr. 5-1</b> Schéma převodovky	42
<b>obr. 5-2</b> Rozdělní ploch ozubeného kola	43
<b>obr. 5-3</b> Tolerovaná drážka pro pero	44
<b>obr. 5-4</b> Tolerování čel ozubeného kola	45
<b>obr. 5-5</b> Tolerování ozubení	46
<b>obr. 5-6</b> Prvky na výstupní hřídeli	47
<b>obr. 5-7</b> Dosedací plocha pro ložiska a ozubené kolo	48
<b>obr. 5-8</b> Výstupní konec hřídele	49
<b>obr. 5-9</b> Plocha pro hřídelový těsnicí kroužek	49
<b>obr. 5-10</b> Tolerování drážky pro pojistný kroužek	50
<b>obr. 5-11</b> Rozlišení prvků předlohové hřídele	51
<b>obr. 5-12</b> Tolerování dosedacích ploch pro ložiska	51
<b>obr. 5-13</b> Tolerování dosedací plochy pro ozubené kolo s drážkou pro pero	52
<b>obr. 5-14</b> Tolerování pastorku předlohového hřídele	53
<b>obr. 5-15</b> Tolerované otvory pro ložiska předlohového hřídele	54
<b>obr. 5-16</b> Hřídelový těsnicí kroužek typu HMSA10 [9]	54
<b>obr. 5-17</b> Tolerování díry pro hřídelový těsnicí kroužek	55
<b>obr. 5-18</b> Rozměrový obvod opěrných ploch	56
<b>obr. 5-19</b> Kompenzační člen	57
<b>obr. 5-20</b> Rozměrový obvod pevně uloženého ložiska výstupní hřídele	57
<b>obr. 5-21</b> Změna kotování předlohového hřídele, původní vlevo, nové vpravo	58
<b>obr. 5-22</b> Rozměrový obvod předlohové hřídele	59

## 11 SEZNAM TABULEK

<b>tab. 2-1</b> Mezní rozměry a tolerancí jednotlivých členů (mm) .....	18
<b>tab. 2-2</b> Mezní úchytky netolerovaných rozměrů, rozměry v mm, dle normy ČSN ISO 2768-1 .....	31
<b>tab. 2-3</b> Tolerance přímosti a rovinnosti pro netolerované rozměry, rozměry v mm, dle normy ČSN ISO 2768-2.....	31
<b>tab. 2-4</b> Vztah mezi drsností povrchu Ra a tolerančními stupni, dle [6] str. 196 .....	34
<b>tab. 2-5</b> Orientační tabulka pro volbu stupně přesnosti [3].....	36
<b>tab. 2-6</b> Tolerance uložení a hlavové průměru ozubených kol [3].....	36
<b>tab. 5-1</b> Hodnoty rozměrového obvodu výstupního hřídele.....	56
<b>tab. 5-2:</b> Hodnoty rozměrového obvodu uložení ložiska.....	58
<b>tab. 5-2</b> Hodnoty členů rozměrového obvodu předlohového hřídele .....	59

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1:	Výkres sestavy převodovky, č. v. BP2019-00
Příloha 2	Výkres výstupního hřídele, č. v. BP2019-01
Příloha 3	Výkres předlohového hřídele, č. v. BP2019-02
Příloha 4	Výkres ozubeného kola prvního převodového stupně, č. v. BP2019-03
Příloha 5	Výkres ozubeného kola druhého převodového stupně, č. v. BP2019-04
Příloha 6	CD s digitálními daty